

Math. U. 43m 25
Zweiter unveränderter Abdruck.

CONSTRUCTIONEN
AUS DEM
MASCHINENBAU

NACH DEN
VORTRÄGEN DES HERRN PROF. HART.

TEXT UND BERECHNUNGEN
ZU
BLATT 35 à 55 DES ATLASSES.

**DAMPFKESSEL.
DAMPFMASCHINEN**

(I. JAHRBUCH DES POLYT. VEREINS ZU CARLSRUHE 1869.
III. THEIL.)

CARLSRUHE.
VERLAG VON J. VEITH.
1876.

354H

ms. A. 41 = ~~2~~

Hart

CONSTRUCTIONEN
AUS DEM
MASCHINENBAU

NACH DEN
VORTRÄGEN DES HERRN PROF. HART.

TEXT UND BERECHNUNGEN
ZU
BLATT 35 à 55 DES ATLASSES.

DAMPFKESSEL.
DAMPFMASCHINEN.

(I. JAHRBUCH DES POLYT. VEREINS ZU CARLSRUHE 1869.
III. THEIL.)

ZWEITER UNVERÄNDERTER ABDRUCK.

CARLSRUHE.
VERLAG VON J. VEITH.
1876.



A. Dampfkessel.

Dampfkessel-Anlage zu einer Woolf'schen Balancier-Maschine von 60 Pferdekraft.

(Blatt 35.)

In dem Kessel soll eine absolute Dampfspannung erhalten werden von:

$$p = 4 \text{ Atm.}$$

Dieser Spannung entspricht eine Temperatur des Dampfes im Kessel:

$$t' = 144^{\circ}$$

Demnach ist die Wärmemenge, welche aufgewendet werden muss, um 1 klgr. Dampf von der Temperatur $t' = 144^{\circ}$ zu erzeugen:

$$w = 600.5 + 0.305 \cdot t' - t_0$$

wobei t_0 die Temperatur des Speisewassers ist. Das Speisewasser wird dem Condensator entnommen; und um auf Wärmeverluste, die durch die betreffende Leitung eintreten können, Rücksicht zu nehmen, sei angenommen: $t_0 = 40^{\circ}$, so dass:

$$w = 600.5 + 0.305 \cdot 144 - 40 = 604.4 \text{ Wärmeeinheiten.}$$

Nach der genaueren Berechnung der zugehörigen Maschine (Blatt 41 und 42) hat sich ein stündlicher Dampfverbrauch der Maschine ergeben:

$$D = 800 \text{ klgr.}$$

Demnach ist die Wärmemenge, welche pro Stunde dem Kessel zugeführt werden muss, um diese 800 klgr. Dampf zu erzeugen:

$$W = w \cdot D = 604.4 \cdot 800 = 483520 \text{ Wärmeeinheiten.}$$

Der Wirkungsgrad der Kesselanlage besteht aus 2 Factoren, aus:

η_1 dem Wirkungsgrad der Feuerung, und
 η_2 dem Wirkungsgrad der Heizfläche.

Nimmt man vorläufig an, es sei das Product:

$$\eta_1 \eta_2 = 0.54$$

und setzt man ferner den calorimetrischen Effect des Brennmaterials (Steinkohlen)

$$K = 6600$$

so ergibt sich die Brennstoffmenge B in klgr., welche auf dem Roste pro Stunde zur Verbrennung gelangen muss:

$$B = \frac{W}{\eta_1 \eta_2 K} = \frac{483520}{0.54 \cdot 6600} = 135.7 \text{ klgr.}$$

Nun ist die Höhe des Schornsteins zu berechnen, und aus dieser die Temperatur, mit der die Heizgase in denselben eintreten müssen.

Die Höhe des Schornsteins (gemessen von der Höhe des Rostes bis zur Schornsteinmündung) ergibt sich

$$H = 11 + \sqrt{40 + 0.8 B} = (23.1) \text{ 24 mtr.}$$

Es sei:

t_1 die Anfangstemperatur der Heizgase im Feuerraum,
 t_2 die Temperatur, womit die Heizgase in den Schornstein eintreten; dann ist für den Fall eines freistehenden quadratisch gemauerten Schornsteines

$$t_2 = \frac{300 H}{\left(0.971 - \frac{0.3}{\sqrt{B}}\right) H - 8} - 273 = \frac{300 \cdot 24}{\left(0.971 - \frac{0.3}{\sqrt{135.7}}\right) 24 - 8} - 273 = 215^\circ$$

Die Temperatur t_1 kann für den Fall einer äusseren Feuerung und einer directen Heizfläche (nach Grashof) gesetzt werden

$$t_1 = 784^\circ$$

Setzt man das Verhältniss der Wärme, die der Heizfläche direct zugestrahlt wird, zur nutzbaren Wärme

$$s = 0.2$$

und ferner $\eta_1 = 0.75$, so lässt sich der Wirkungsgrad der Heizfläche berechnen nach

$$\eta_2 = 1 - (1 - s) \frac{t_2}{t_1} = 1 - (1 - 0.2) \frac{215}{784} = 0.78$$

so dass jetzt der Wirkungsgrad der Kesselanlage

$$\eta_1 \cdot \eta_2 = 0.58$$

und somit die Kohlenmenge pro Stunde

$$B = \frac{W}{0.58 \cdot 6600} = 130 \text{ klgr.}$$

beträgt, wornach die Kohlenmenge pro Stunde und pro Pferdekraft

$$\frac{B}{N} = \frac{130}{60} = 2.16 \text{ klgr.}$$

Der Wirkungsgrad der Anlage setzt sich zusammen aus dem Wirkungsgrad des Kessels und der Maschine. Die Maschine liefert pro Sekunde 60.75 klgrmtr. Nutzarbeit und somit 60.75 . 3600 klgrmtr. pro Stunde, deren Wärmewerth ist $\frac{60.75 \cdot 3600}{424}$ und somit

der Wirkungsgrad der Maschine $\eta_m = \frac{60.75 \cdot 3600}{424 \cdot 483520} = 0.079$, so dass der resultirende Wirkungsgrad

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_m = 0.58 \cdot 0.079 = 0.0458.$$

Die Heizfläche kann als eine einfache Stromheizfläche der ersten Art betrachtet werden, für welche zu setzen ist:

$$F = \frac{\eta_2 - s}{\eta_2} \cdot \frac{W}{k} \cdot \frac{\ln \left(\frac{t_1 - t'}{t_2 - t'} \right)}{t_1 - t_2} = \frac{0.78 - 0.2}{0.78} \cdot \frac{483520}{22} \cdot \frac{\ln \left(\frac{784 - 144}{215 - 144} \right)}{784 - 215} = 63.32 \text{ □mtr.}$$

$k = 22$ ist der Wärmeüberführungs-Coefficient von Luft durch Eisenblech im Wasser.

Das Verhältniss der Rostfläche R zur Heizfläche F ergibt sich

$$\frac{F}{R} = 100 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \frac{3600 \cdot F}{W} = 100 \cdot 0.58 \frac{3600 \cdot 63.32}{483520} = 27.6$$

und somit die Rostfläche

$$R = \frac{F}{27.6} = \frac{63.32}{27.6} = 2.29 \text{ □mtr.}$$

Die Feuerrohre erhalten eine Länge von

$$l = 8 \text{ mtr.}$$

und einen Durchmesser

$$d = 0.55 \text{ mtr.}$$

somit deren Heizfläche

$$2 \pi d' l = 2 \cdot 3.14 \cdot 0.55 \cdot 8 = 27.63 \text{ mtr.}$$

Die Heizfläche eines Kessels soll aber = 31.66 mtr. sein, somit kommen noch auf den Hauptkessel 4.01 mtr. und es soll ferner angenommen werden, dass von der Fläche des Hauptkessels nur 0.1 als Heizfläche in Rechnung gezogen werden soll, dann muss $0.1 \pi d \cdot l = 4$ sein, woraus der Durchmesser des Hauptkessels

$$d = \frac{4}{0.1 \cdot 3.14 \cdot 8} = 1.6 \text{ mtr.}$$

Die Heizgase sind noch einmal an dem Kessel entlang geführt, was noch zur bessern Verwerthung der Wärme derselben beiträgt.

Blechstärke des Hauptkessels δ

$$\text{Verhältniss } \frac{\delta}{d} = 0.0092$$

$$\delta = 0.0092 \cdot 1.6 = 15 \text{ mm.}$$

Blechstärke der Feuerröhren

$$\delta' = 0.0067 \cdot d' \sqrt[3]{p'} + 1.3 = 7.12 \text{ mm.}$$

Breite der Rostfläche = 1.6 mtr. (Kesselbreite)

$$\text{Länge des Rostes } \frac{3}{1.6} = 1.25 \text{ mtr.}$$

Länge eines Stabes = 0.63 mtr.

Breite eines Stabes = 30 mm.

Höhe eines Stabes = 80 mm.

Untere Weite des Schornsteins $b = 84 \text{ ctm.}$

Obere Weite des Schornsteins $b_1 = 55 \text{ ctm.}$

C. F. Behrle.

Cornwallkessel.

(Blatt 36.)

Die Kessel sind zum Betrieb einer 250pferdigen Wasserhaltungs- und einer 63pferdigen gekuppelten Fördermaschine bestimmt.

Sie sind nach dem Cornwaller System mit je 2 Feuerröhren versehen und haben innere Feuerung. Für die beiden Maschinen sind gesonderte Dampfleitungen vorhanden. Um den Heizer zu nöthigen, beim jedesmaligen Oeffnen der Heizthüren den Kaminschieber zu schliessen, ist an der Ofenplatte ein Schieber aus Flacheisen angebracht und mit dem Kaminschieber durch Kette und Rollen derart in Verbindung gebracht, dass bei offenem Kaminschieber die Flacheisenschienen über die Heizthüren heruntergezogen sind und ein Oeffnen derselben nur möglich ist, wenn die Schienen in die Höhe geschoben werden, d. h. wenn der Kaminschieber die Züge absperrt.

Maximalspannung des Dampfes = $3\frac{1}{2}$ Atm. Ueberdruck

Nöthige Betriebskraft = $250 + 63 = 313$ Pfrd.

Leistung eines Kessels = 45 Pfrd.

Anzahl der Kessel = 8 (incl. ein Reservekessel)

Leistung der 7 beständig im Betrieb befindlichen Kessel = $7 \cdot 45 = 315$ Pfrd.

Berechnung eines Kessels.

Anzahl der Pferdekkräfte = 45

Steinkohlenverbrauch pro Pfrd. und Stunde = 2 klgr.

„ „ pro Kessel $B = 45 \cdot 2 = 90$ klgr.

Heizfläche pro Pfrdkr. bei grossen Maschinen = 1.25 □mtr.

„ eines Kessels $F = 45 \cdot 1.25 = 56.25$ □mtr.

Rostfläche $R = \frac{B}{50} = \frac{90}{50} = 1.8$ □mtr.

Rostfläche eines Feuerrohres = $\frac{R}{2} = 0.90$ □mtr.

Durchmesser des Hauptkessels = D

„ eines Feuerrohres $d = 0.33 D$

Länge des Hauptkessels $L = 5 D = 5 \cdot 1.71 = 8.55$ mtr.

„ eines Feuerrohres $l = L = 5 D = 8.55$ mtr.

Im Feuer liegender Bogen des Hauptkessels = $\frac{1}{2}$ Umfang

„ „ „ „ „ Feuerrohres = Umfang

$$F = \frac{1}{2} \pi \cdot D \cdot L + 2 \pi d l$$

$$F = \frac{1}{2} \pi \cdot D \cdot 5 D + 2 \pi \cdot 0.33 D \cdot 5 D$$

$$F = D^2 \left(\frac{5}{2} \pi + 3.3 \cdot \pi \right) = 18.21 D^2$$

$$D = \sqrt{\frac{F}{18.21}} = \sqrt{\frac{56.25}{18.21}} = 1.71 \text{ mtr.}$$

$$d = 0.33 D = 0.56 \text{ mtr.}$$

$$\text{Rostbreite gerechnet} = 0.50 \text{ mtr.}$$

$$\text{Rostlänge} = \frac{R}{2 \cdot 0.50} = \frac{1.80}{1} = 1.8 \text{ mtr.}$$

$$\text{Länge eines Roststabes} = \frac{1.8}{2} = 0.90 \text{ mtr.}$$

Wandstärke (preuss. Regulativ.)

$$\begin{aligned} \text{Blechstärke des Hauptkessels } \delta &= D \frac{1.315 + 0.495 \cdot p}{363 - p} \\ &= D \frac{1.315 + 0.495 \cdot 4.5}{363 - p} = 0.0098 \cdot D = 0.0098 \cdot 1.71 = 0.0167 \text{ mtr.} \\ &\quad (17 \text{ mm.}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Blechstärke der Feuerröhren } \delta_1 &= 1.3 d \frac{1.315 + 0.495 \cdot 4.5}{363 - p} \\ &= 1.3 \cdot 0.56 \cdot 0.0098 = 0.073 \text{ mtr. (8 mm.)} \end{aligned}$$

Sicherheitsventil (preuss. Regulativ).

$$\text{Heizfläche } F = 56.25 \text{ □mtr.} = 56.25 \cdot 10.15 = 570.94 \text{ □'}$$

Bei 3.5 Atm. Ueberdruck muss für jeden □' feuerberührter Fläche eine freie Ventilöffnung von 2.8 □''' vorhanden sein, daher

$$\begin{aligned} \text{freie Ventilöffnung} &= 570.94 \cdot 2.8 = 1598 \text{ □'''} = 11.1 \text{ □''} \\ &= 11.1 \cdot 683.8 = 7590 \text{ □mm.} \end{aligned}$$

Nimmt man nun für die Stege vorläufig $\frac{1}{5} 7590 = 1518 \text{ □mm.}$
so ist

$$7590 + 1518 = 9108 \text{ □mm.}$$

daraus

$$\frac{\pi d^2}{4} = 9108$$

$$\text{Ventildurchmesser } d = 108 \text{ mm.}$$

Für eine Stegbreite von 8 mm. ist der Querschnitt des Steges

$$= 8 \cdot 108 \cdot 2 - 8 \cdot 8 = 1664 \text{ □mm., folglich}$$

die totale freie Ventilfläche $= 7590 + 1664 = 9254 \text{ mm.}$

Ventildurchmesser $d = 108.5 \text{ mm.}$

Dampfdruck auf das Ventil $92.54 \cdot 3.5 \cdot 1.0333 = 334.57 \text{ klgr.}$

Hebelübersetzung $\frac{8}{8+72} = \frac{1}{10}$

Hebelgewicht $= 4 \text{ klgr.}$

Ventilgewicht $= 2 \text{ klgr.}$

Belastung des Ventils $= 335 - 2 = 333 \text{ klgr.}$

Gewicht $= \frac{333}{10} - \frac{1}{2} \text{ Hebelgewicht} = 33 - 2 = 31 \text{ klgr.}$

Dimensionen des Gewichtes $d = 16 \text{ cm. } l = 21.5 \text{ cm.}$

Kamin.

Das Kamin dient für die 7 im Betrieb befindlichen Kessel. Der Sammelkanal ist so gebaut, dass die Feuergase beim Eintritt in denselben nicht von den Gasen des folgenden Kessels getroffen werden können, indem der folgende Kanal stets vorspringt.

Der Steinkohlenverbrauch eines Kessels $B = 90 \text{ klgr.}$

„ „ von 7 Kesseln $= 630 \text{ klgr.}$

Daher ist bei einer angenommenen Höhe $H = 34 \text{ mtr.}$

der Querschnitt $\Omega = \frac{S}{40\sqrt{H}} = \frac{630}{40\sqrt{34}} = 2.7 \text{ mtr.}$

und für einen kreisförmigen Querschnitt ist der untere Durchmesser $d = 1.86 \text{ mtr.}$

Der Durchmesser der Mündung $d_1 = d - \frac{1}{75} H = 1.41 \text{ mtr.}$

Obere Mauerdicke $e_1 = 0.18 \text{ mtr.}$

Untere „ $e = e_1 + \frac{1}{64} H = 0.70 \text{ mtr.}$

J. Kohn.

Dampfkessel-Anlage zu einer 45pferdigen liegenden Hochdruckmaschine mit Expansion.

(Blatt 37.)

Es sind zwei Kessel, von denen jeder aus einem Hauptkessel und zwei seitlich liegenden Vorwärmern besteht. Die Feuerung ist als Langen'scher Etagenrost gebaut.

Die normale Dampfspannung im Kessel $= 4.5$ Atm. Ueberdruck
Leistung eines Kessels (normal) $N = 22.5$ Pfrd.

Steinkohlenverbrauch pro Pfrd. und Stunde $= 3.5$ klgr.

Kohlenverbrauch eines Kessels pro Pfrd. und Stunde $B = 22.5 \cdot 3.5$
 $= 78.8$ klgr.

Heizfläche pro Pfrd. $= 1.5$ □mtr.

Gesamnte Heizfläche des Kessels $F = 22.5 \cdot 1.5 = 33.75$ □mtr.
(35 □mtr.)

Durchmesser der Vorwärmer $d = 0.50$

Länge des Hauptkessels und der Vorwärmer $L = 8 D$

wobei D der Durchmesser des Hauptkessels.

Da der Hauptkessel zur Hälfte, die Vorwärmer ganz als Heizfläche dienen, so ist

$$F = \frac{1}{2} \pi D \cdot 8 D + 2 \pi d \cdot 8 D = 4 \pi D^2 + 4 \pi d D$$

$$D = -2 \cdot 0.5 + \sqrt{4 \cdot 0.5^2 + \frac{35}{4 \cdot \pi}} = 0.96 \text{ mtr.}$$

Länge der Kessel $L = 8 D = 7.67$ mtr.

Stärke der Blechwand (nach Redtenbacher)

$$\delta = D \frac{1.315 + 0.495 \cdot n}{363 - n} = 0.0113 \cdot 96 = 1.03 \text{ ctm.}$$

n Dampfdruck ausgedrückt in Atmosphären.

Rost.

Rostfläche $R = \frac{B}{50} = \frac{79}{50} = 1.6$ □mtr.

Rostbreite $b = 0.90$ mtr.

Rostlänge $l = 1.78$ mtr.

Verhältniss der freien zur gesammten Rostfläche $m = 0.3$

Anzahl der Roststäbe $= 30$

Kopfbreite der Stäbe $\delta + \sigma = \frac{90}{30} = 3$ ctm.

Obere Dicke der Stäbe $\delta = \frac{1}{3} \alpha = 2.1$ ctm.

Weite der Spalten $\sigma = \frac{3}{7} \delta = 0.9$ ctm.

Kamin.

Verhältniss der Höhe zur untern Weite $= \frac{H}{d} = 25$.

Oberer Querschnitt $= 0.1 \square \text{mtr.} + 0.002 B = 0.425 \square \text{mtr.}$

Obere Weite $d_1 = 0.68 \text{ mtr.}$

Sicherheitsventil.

Es wird $2 \square''$ Druckfläche pro $1 \square'$ Heizfläche verlangt, damit ergibt sich als nöthiger Durchmesser $(d_1) = 6.1 \text{ cm.}$

Werden die Stege des Ventils dazu gerechnet $d = 7.3 \text{ cm.}$, wobei die Stege von 0.8 cm. Stärke angenommen sind.

Dampfdruck auf die untere Ventilfläche $= \frac{\pi d^2}{4} \cdot 4.5 \cdot 1.003$

$= 194.97 \text{ klgr.}$

Gegendruck durch Hebel und Ventil . . . $= 8.9 \text{ klgr.}$

Resultirender Druck von unten . . . $= 186 \text{ klgr.}$

Hebelübersetzung $= 1:10$.

Gewicht $G = \frac{186}{10} = 18.6 \text{ klgr.}$

A. v. Gerbert.

B. Dampfmaschinen.

Die Berechnung der Dampfmaschinen (meist nach Grashof's Vorträgen) würde sich theilweise bei den einzelnen Maschinen wiederholen. Um dies zu vermeiden, sollen bei einigen nur die Hauptdaten folgen.

Wanddampfmaschine

(8 Pferdekkräfte).

(Blatt 38.)

Die Maschine dient zum Betrieb einer kleinen mechanischen Werkstätte. Die Kurbel sitzt hier direct auf der Deckentransmission.

Anzahl der Pferdekkräfte $N = 8$.

Absolute Dampfspannung im Kessel $p = 5.5$ Atm.

Absolute Dampfspannung im Cylinder $p_1 = \frac{5}{6} p = 4.5$ Atm.

Normaler Füllungsgrad $e_1 = 0.30$.

Tourenzahl $n = 62$.

Cylinderdurchmesser $d = 0.24$ mtr.

Kolbenhub $s = 0.50$ mtr.

Kolbengeschwindigkeit $v = 1.012$ mtr.

Th. Schard.

Pyramidaldampfmaschine

(20 Pferdekkräfte).

(Blatt 39.)

Absolute Dampfspannung im Kessel $= 5$ Atm.

Admissionsspannung $= 4$ Atm.

Bester Füllungsgrad $e_1 = 0.30$

Tourenzahl $u = 46$ pro Minute.

Kolbengeschwindigkeit $c = 1.303$ mtr.

Hub $s = 0.85$ mtr.

Die Steuerung der Maschine ist eine combinirte Schieber- und Ventilsteuerung.

Die Expansion schwankt zwischen den Füllungsgraden 0.3 und 0.7 und wird durch den Regulator selbstthätig verändert.

R. Melzer.

Stehende Condensationsmaschine

(25 Pferdekraft).

(Blatt 40.)

Die normale (absolute) Dampfspannung im Kessel ist: $p = 4$ Atm. Der Dampfdruck im Cylinder kann, da keine Drosselklappe vorhanden, $= p_1 = \frac{5}{6} p = 3.4$ Atm. angenommen werden.

Der normale Füllungsgrad ist $e_1 = 0.25$.

Der Dampfdruck im Condensator $p_2 = 0.2$ Atm.

Die mittlere Druckdifferenz auf beiden Seiten des Kolbens ist

$$\begin{aligned} p_i &= f_1 p_1 - f_2 p_2 \\ &= 0.5876 \cdot 3.4 - 1.008 \cdot 0.2 = 1.796 \text{ Atm.} \end{aligned}$$

Der indicirte Wirkungsgrad ist (nach Hrabák) annähernd

$$\eta_i = \frac{N + 20}{N + 32.5} = 0.80$$

Demnach wäre der resultirende Nutzdruck

$$p_n = \eta_i p_i = (1.437) \text{ Atm.}^*)$$

Als vortheilhafteste Kolbengeschwindigkeit für eine Maschine von $N = 25$ Pfrd. kann man wählen

$$30 c = 42$$

Kolbengeschwindigkeit $c = (1.4)$ mtr. pro Sekunde.

Zur Berechnung der wirksamen Kolbenfläche F dient die Gleichung

$$N = 137.77 F c p_n$$

$$F = \frac{N}{137.77 F c p_n} = \frac{25}{137.77 \cdot 1.4 \cdot 1.437} = (0.090) \text{ mtr.}$$

*) Die eingeklammerten Werthe beruhen nur auf angenäherte Rechnung und werden später eine Correction erleiden.

Der Querschnitt der Kolbenstange ist ungefähr

$$0.02 F = (0.0018) \square \text{mtr.}$$

Demnach ist der lichte Querschnitt des Cylinders

$$\frac{\pi d^2}{4} = (0.0918) \square \text{mtr.}$$

und der Durchmesser desselben

$$d = 0.34 \text{ mtr.}$$

Statt dieses annähernd berechneten Werthes von d sei ein bestimmter Werth von d endgiltig angenommen, da der Werth von c noch geändert werden kann

$$d = 0.36 \text{ mtr.}$$

Also

$$\frac{\pi d^2}{4} = 0.1017 \square \text{mtr.}$$

und

$$F = (1 - 0.02) \frac{\pi d^2}{4} = 0.0997 \square \text{mtr.}$$

Die Hublänge s ist etwas klein zu machen, weil es bei stehenden Maschinen gewöhnlich durch den Raum bedingt ist, die ganze Maschine etwas kurz zu construiren.

Ein passendes Hubverhältniss ist $\frac{s}{d} = 2$

also etwa

$$s = 0.7 \text{ mtr.}$$

Dem entspricht als Umdrehungszahl der Maschine

$$u = \frac{30 c}{s} = 60 \text{ pro Minute.}$$

Zur Correctur der Werthe von s und c ist nun p_n endgiltig zu berechnen.

Es ist

$$p_n = \frac{p_i - p_m}{1 + \lambda}$$

Dabei ist p_m der zur Ueberwindung der zur Bewegung der Maschine selbst erforderliche Dampfdruck und λ der Coefficient der zusätzlichen Reibung, welcher nach Völkers $= 0.13$ gesetzt werden kann.

Der Druck p_m kann in 3 Summanden zerlegt werden, nämlich in:

- 1) den Druck p' , der zur Ueberwindung der Zapfenreibung der Schwungradwelle erforderlich ist;

- 2) den Druck p'' , der zur Ueberwindung der übrigen Reibungen inclusive des Betriebs der Speisepumpe erforderlich ist;
- 3) den Druck p''' , der durch den Betrieb der Kaltwasser- und Luftpumpen bedingt ist.

Zur Bestimmung von p' ist vorläufig das Schwungrad zu berechnen.

Es ist die Masse des Schwungrades, bezogen auf den Kurbelradius (r)

$$M = (f' - f'') \frac{L_i}{\delta v_m^2}$$

Dabei ist $(f' - f'')$ die Differenz des Maximums und Minimums einer, von dem Füllungsgrad und dem Dampfdruck abhängigen, Function des Drehungswinkels φ der Kurbel.

Nach Grashof ist für $e_1 = 0.25$ und $\frac{p_2}{p_1} = \frac{0.2}{3.4} = 0.6$

$$f' - f'' = 0.347$$

δ ist der Ungleichförmigkeitsgrad, und es wird angenommen

$$\delta = \frac{1}{40}$$

L_i ist die pro Kolbenhub indicirte Arbeit

$$L_i = F s a p_i = 0.0997 \cdot 0.7 \cdot 10333 \cdot 1.796 = 1295 \text{ klgmtr.}$$

v_m ist die mittlere Umdrehungsgeschwindigkeit der Kurbel

$$v_m = \frac{\pi}{2} \cdot c = 2.198 \text{ mtr. pro Secunde}$$

$$v_m^2 = 4.835$$

Also ist

$$M = 0.347 \cdot \frac{1295}{0.025 \cdot 4.835} = 3713$$

Für $\delta = \frac{1}{40}$ ist passend $V^2 u = 3300$

wobei V die Umfangsgeschwindigkeit des Schwungrades ist.

Dem entspricht ziemlich genau als Radius des Schwungringes

$$R = 1.225 \text{ mtr.}$$

Es ist also das Gewicht des Schwungringes

$$G_1 = 0.9 \frac{r^2}{R^2} M g = 0.9 \left(\frac{1}{3.5} \right)^2 \cdot 3713 \cdot 9.81 = (2673) \text{ klgr.}$$

Das Gewicht des ganzen Rades ist etwa

$$G = 1.4 G_1 = (3742) \text{ klgr.}$$

Der Durchmesser der Schwungradwelle (nach Redt.)

$$d_1 = 0.38 d = 0.38 \cdot 0.36 = (0.1368) = 0.14 \text{ mtr.}$$

Jetzt ist

$$p' = 0.00002 \frac{G d_1}{d^2 s} = 0.00002 \cdot \frac{3742 \cdot 0.14}{0.1296 \cdot 0.7} = 0.06432 \text{ Atm.}$$

$$p'' = \frac{0.0227}{d} = 0.063 \text{ Atm.}$$

Der Condensator der Maschine ist ein Einspritzcondensator,

und daher $p''' = 0.00015 \cdot n (h + 15) \frac{m}{F_s}$

Angenommen sei $n = 20$, d. h. es werde dem Condensator 20mal so viel Wasser zugeführt (dem Gewichte nach) als Dampf die Förderhöhe $h = 4$ mtr.

der Dampfverbrauch D pro Stunde ist

$$D = 120 F s u [(e + e_1) \gamma_1 - e \gamma_2] + 450 d \sqrt{p_i}$$

dabei ist e der Coefficient des schädlichen Raumes und etwa $e = 0.05$

$\gamma_1 = 1.915$ ist das specifische Gewicht des Dampfes von der Spannung $= p_1 = 3.4$

$\gamma_2 = 0.264$ das specifische Gewicht des Dampfes von der Spannung $= p_2 = 0.2$

Also ist:

$$D = 120 \cdot 0.0997 \cdot 0.7 \cdot 60 [0.3 \cdot 1.915 - 0.05 \cdot 0.264] + 450 \cdot 0.36 \sqrt{1.796} \\ = 502.5 \cdot 0.5613 + 1.62 \cdot 1.34 = (499) = 500 \text{ klgr.}$$

Daraus kann man die pro Kolbenhub erforderliche Dampfmenge m berechnen

$$m = \frac{D}{2.60 \cdot u} = 0.07 \text{ klgr.}$$

$$\frac{m}{F_s} = \frac{D}{120 F s u} = \frac{500}{502.5} = (0.99) = 1$$

Somit ist

$$p''' = 0.00015 \cdot 20 (4 + 15) 1 = 0.003 \cdot 19 = 0.057 \text{ Atm.}$$

Hiernach ist endlich

$$p_m = p' + p'' + p''' = 0.06432 + 0.063 + 0.057 = 0.184 \text{ Atm.}$$

Setzt man $\lambda = 0.13$, so ist

$$p_n = \frac{1.796 - 0.184}{1.13} = 1.426 \text{ Atm.}$$

Der vorläufige Werth von p_n war

$$p_n = (1.437) \text{ Atm.}$$

Es ist also das Verhältniss der beiden Werthe von p_n

$$\frac{(p_n)}{p_n} = \frac{1.437}{1.426} = 1.0077$$

Nun sind die Werthe von c , s und G_1 zu corrigiren; diese werden im dem Verhältniss grösser als p_n kleiner geworden. Da sich p_n nur wenig geändert hat, so werden auch die corrigirten Werthe den früheren ziemlich gleich bleiben

$$c = 1.0077 \cdot 1.4 = (1.41) = 1.4 \text{ mtr.}$$

$$s = 1.0077 \cdot 0.7 = (0.7054) = 0.7 \text{ mtr.}$$

$$G_1 = 1.0077 \cdot 2673 = 2693 \text{ klgr.}$$

Die Dimensionen des Querschnitts des Schwungrades sind

- a) die radiale Dimension,
- b) die Breite des Schwungringes.

Unter der Voraussetzung, dass $a = 2 b$ ist

$$b = \frac{1}{300} \sqrt{\frac{G_1}{R}} = \frac{1}{300} \sqrt{\frac{2693}{1.225}} = 0.16 \text{ mtr.}$$

$$a = 2 b = 2 \cdot 0.16 = 0.32 \text{ mtr.}$$

Zur Berechnung der Pumpen ist auch noch der Dampfverbrauch zu corrigiren. In dem Ausdruck für D ist nur der erste Theil abhängig von der Aenderung von p_n respective von s . Es ist also der corrigirte Werth des Dampfverbrauches

$$D = 1.0077 \cdot 502.5 \cdot 0.3613 + 162 \cdot 1.34 = 500 \text{ klgr.}$$

ferner

$$m = \frac{D}{120 \cdot u} = 0.07 \text{ klgr.}$$

Die Pumpen sind einfach wirkend.

Der Kolben der Kaltwasserpumpe muss pro Kolbenhub des Dampfeylinders das Volumen $\frac{n \cdot m}{900}$ durchlaufen, da nun die Pumpe nur einfach wirkend ist und gleiche Hubzahl hat, wie der Dampfkolben, so ist dieses Volumen doppelt zu nehmen.

Also ist das pro Hub vom Kolben der Kaltwasserpumpe durchlaufene Volumen:

$$V_o = 2 \cdot \frac{n \cdot m}{900} = 2 \cdot \frac{20 \cdot 0.07}{900} = 0.0031 \text{ cubmtr.}$$

Das Volumen des vom Kolben der Luftpumpe durchlaufenen Raumes ist etwa = (4 bis 5) V_o

$$V_1 = 4.5 \cdot V_o = 4.5 \cdot 0.0031 = 0.0136 \text{ cubmtr.}$$

Die Warmwasserpumpe oder Speisepumpe hat pro Kolbenhub $m = 0.07$ klgr. Wasser zu liefern, also pro Umdrehung $2 \cdot m = 0.14$ klgr. Man construirt nun diese Pumpe so, dass sie nicht fortwährend zu arbeiten hat, sondern nur etwa $\frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{5}$ der Arbeitszeit der Maschine. Desshalb hat man das Volumen des vom Kolben der Speisepumpe pro Hub durchlaufenen Raumes etwa 4 mal so gross zu machen, als es sein müsste, wenn die Pumpe beständig arbeiten würde. Es ist das Volumen der Speisepumpe

$$V_2 = 4 \cdot 2 \cdot 0.00007 = 0.00056 \text{ cubmtr.}$$

Construction der Pumpen.

Die drei Pumpen werden durch einen an den Kreuzkopf der Kolbenstange angehängten Balancier betrieben. Der Balancier schwingt mit seinem andern Ende auf einer vertikalen in einer Mauernische gelagerten Stelze. Das Verhältniss der Länge des Balanciers und des Abstandes der Pumpen von der Schwingungsachse des Balanciers ist so gewählt, dass die Luftpumpe und die Kaltwasserpumpe ungefähr das Hubverhältniss 1 : 1.5 haben, die Speisepumpe das Verhältniss 1 : 2 hat.

Es ist die ganze Länge des Balanciers = 196.8 ctm.

Der Abstand des Anhängepunktes

der Speisepumpe von der Schwingungsachse = 39.0 ctm.

der Kaltwasserpumpe von der Schwingungsachse = 58.0 ctm.

der Luftpumpe von der Schwingungsachse = 100.0 ctm.

der Hub der Speisepumpe = 14.0 ctm.

„ „ „ Kaltwasserpumpe = 20.6 ctm.

„ „ „ Luftpumpe = 35.5 ctm.

Somit ist nach der Formel

$$V = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot h$$

der Kolbendurchmesser der Speisepumpe = 7.0 ctm.
 „ „ „ Kaltwasserpumpe = 13.8 ctm.
 „ „ „ Luftpumpe = 22.2 ctm.

Steuerung.

Es ist hier die „Meier'sche Expansionssteuerung“ mit veränderlicher Lappenlänge angewendet.

Der Querschnitt der Einströmungsöffnungen ist

$$\Omega = \frac{1}{24} \frac{\pi d^2}{4} = \frac{1}{24} \cdot 1017 = 42 \square \text{ctm.}$$

Das Verhältniss der Breite zur Länge der Oeffnung

$$\frac{b}{a} = 6; a \cdot b = 42$$

also:

die Länge der Oeffnung $a = 2.6$ ctm.

die Breite der Oeffnung $b = 16.0$ ctm.

die Stegbreite $s = \frac{1}{2} a + 0.1$ ctm. = 2.3 ctm.

äussere Ueberdeckung $e = \frac{1}{4} a = 0.65$ ctm.

innere Ueberdeckung $i = \frac{1}{10} a = 0.26$ ctm.

die lineare Voreilung $\lambda = \frac{1}{10} a = 0.26$ ctm.

die Lappenlänge des Vertheilungsschiebers

$$c = a + e + i = 3.51 \text{ ctm.}$$

die Länge der Ausströmungsöffnung

$$a_1 = a + c - s = 3.81 \text{ ctm.}$$

die Excentricität des Vertheilungsexcenters

$$q = a + e = 3.25 \text{ ctm.}$$

der Voreilungswinkel

$$\sin \alpha = \frac{e + \lambda}{q} = 0.28$$

$$\alpha = 16^0 20'.$$

Um die übrigen Dimensionen des Vertheilungs- sowie des Expansionsschiebers zu erhalten, ist die Construction des Diagramms nothwendig.

Die Excentricität des Expansionsexcenters q_1 und der Voreilungswinkel α_1 desselben sind so zu bestimmen, dass bei der

verlangten Maximalfüllung die Wiedereröffnung des Expansionschiebers erst nach der Absperrung durch den Grundschieber erfolgt. Es ist hier die Excentricität des Expansionsexcenters $\varrho_1 = 3.5$ ctm. der Voreilungswinkel desselben $\alpha_1 = 69^\circ 20'$.

Aus dem Diagramm ergibt sich nun
die relative Excentricität $\varrho_2 = 3.0$ ctm.

die Maximalfüllung $e_{I\max.} = \frac{12}{16}$

Es bezeichnet nun

L den Abstand der äusseren Kante der Einströmungsöffnung des Vertheilungsschiebers vom Schiebermittel auf der dem Expansionsschieber zugewendeten Fläche,

l die Lappenlänge eines der Expansionsschieber,

a_2 die Länge der Einströmungsöffnungen im Vertheilungsschieber,

ξ den Ausschlag des Expansionsschiebers von seiner Mittelstellung,

ϱ die Entfernung der inneren Kanten der Expansionsschieberlappen vom Mittel,

m die innere Ueberdeckung der Expansionsschieberlappen.

Es ist nun

$$a_2 = a = 0.26 \text{ ctm. (angenommen).}$$

Dann ergibt sich weiter aus dem Diagramm

$$L - l = 2.8 \text{ ctm.}$$

$$z_{\max.} = 4.0 \text{ ctm. entsprechend } e_1 = \frac{1}{16}$$

$$L = \varrho_2 + a_2 + z_{\max.} + m$$

Wird $m = 0.2$ angenommen, so ist

$$L = 3.0 + 2.6 + 4.0 + 0.2 = 9.8$$

Da dieser Werth von L kleiner ist als der Abstand der äusseren Kante der Einströmungsöffnung in der dem Cylinder zugewendeten Fläche, so kann man, damit die Einströmungskanäle im Vertheilungsschieber senkrecht zur Schieberfläche werden, L gleich diesem Abstände machen und dieser Aenderung durch Vergrösserung von m Rücksicht tragen.

Es sei also

$$L = 10.2 \text{ ctm.}$$

$$m = 0.6 \text{ ctm.}$$

Dann ergibt sich

$$l = L - (L - l) = 7.4 \text{ ctm.}$$

Da die Expansion veränderlich sein soll, hat man noch aus dem Diagramm die den verschiedenen Füllungsgraden entsprechenden Werthe von z zu entnehmen.

Es sind die zusammengehörigen Werthe von e_1 und z :

e_1	z	e_1	z
$\frac{1}{16}$	4.0	$\frac{7}{16}$	1.25
$\frac{2}{16}$	3.4	$\frac{8}{16}$	9.5
$\frac{3}{16}$	2.95	$\frac{9}{16}$	6.6
$\frac{4}{16}$	2.4	$\frac{10}{16}$	4.0
$\frac{5}{16}$	2.0	$\frac{11}{16}$	2.0
$\frac{6}{16}$	1.6	$\frac{12}{16}$	0

Die Verstellung der Expansion, d. h. die Veränderung von z ist dadurch ermöglicht, dass jeder Schieber eine Mutter trägt, und zwar der obere mit rechtem, der untere mit linkem Gewinde. Jede Mutter ist zweitheilig in den Vorsprung der Schieber eingesetzt, damit die Montirung möglich sei. Die Aenderung der Expansion geschieht selbstthätig durch den Regulator, kann aber auch von Hand bewerkstelligt werden.

Die Ganghöhe des Gewindes ist 0.04 mtr., so dass die Schieberstange 5 Umdrehungen machen muss, wenn die Expansion vom niedrigsten auf den höchsten Füllungsgrad verstellt werden soll.

Regulator.

Der Regulator ist ein statischer, indirekt wirkender. Er hat hier die Aufgabe, eine mit zwei Friktionsscheiben versehene Hülse auf oder ab zu bewegen, wodurch indirekt die auf die Expansionschieberstange wirkende Spindel im einen oder andern Sinne gedreht wird.

Es ist die Länge der Arme des Regulators $l = 40$ ctm.

der normale Ausschlagwinkel $\alpha = 30^\circ$

die Länge der Hülsenarme $a = 26.0$ ctm.

Also die normale Tourenzahl des Regulators

$$n = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{l \cos \alpha}} = \frac{60}{6.28} \sqrt{\frac{9.81}{0.4 \cdot 0.866}} = 50$$

Das Uebersetzungsverhältniss des Antriebs vom Regulator ist also 5 : 6.

Das Gewicht der Regulatorhülse mit den beiden Friktionsscheiben ist ungefähr $Q = 8$ klgr.

Es ist also das Kugelgewicht wie bei einem Porter'schen Regulator zu bestimmen.

Nimmt man den Hülsenwiderstand $F = 1$ klgr. an, so ist das Kugelgewicht

$$G = \frac{a}{l} \left(2 F \frac{n_2}{n_1^2 - n_2^2} - Q \right)$$

n_1 und n_2 sind die Grenzwerte der Tourenzahl für die Unempfindlichkeit des Regulators

$$n_1 = 50.5 \text{ und } n_2 = 49.5$$

$$G = \frac{26}{40} \left(2 \cdot 1 \cdot \frac{50^2}{50.5^2 - 49.5^2} - 8 \right) = 30 \text{ klgr.}$$

Dem entsprechend ist der Durchmesser der Kugeln

$$d' = 20.0 \text{ cm.}$$

Das Uebersetzungsverhältniss der Friktionsscheiben der Regulatorhülse zu der Friktionsscheibe der Antriebsspindel ist ungefähr 10 : 8.

Die Uebersetzung der konischen Räder ist 1 : 1.

Da nun die Expansionsschieberstange 5 Umdrehungen machen muss, wenn der Schieber von der Minimal- auf die Maximalfüllung gebracht werden soll, und die Uebersetzung der Stirnräder an der Schieberstange und der vom Regulator getriebenen Spindel = 2 : 1 ist, so ist zur Verstellung von Minimal auf Maximalfüllung die Zeit

$$t = \frac{60}{50} \cdot \frac{8}{10} \cdot 2 \cdot 5 = 10 \text{ Sek.}$$

erforderlich.

Das Zeigerrad wird durch ein auf der Spindel sitzendes Schneckenrad angetrieben, welches 10 Touren macht zwischen den äussersten Grenzen der Expansion. Das Zeigerrad muss also 20 Zähne haben und es erstreckt sich die Theilung nur auf den Halbkreis.

Die Verstellung von Hand geschieht durch ein Handrädchen an derselben Spindel. Es ist die Verstellung von Hand nur dann zulässig, wenn der Regulator nicht wirkt.

Zur richtigen Einstellung des Regulators sind die Friktions-scheiben verstellbar gemacht.

F. Retenbacher.

Woolf'sche Balanciermaschine

von 60 Pferdekraft.

(Blatt 41 und 42.)

Die normale Dampfspannung im Kessel beträgt $p = 4$ Atm. absolute Spannung.

(Die folgenden Rechnungen beziehen sich immer auf absolute Spannung.)

Bei normalem Gang wird im kleinen Cylinder der Dampf nach $\frac{2}{3}$ des Kolbenhubes abgesperrt, so dass der Füllungsgrad des kleinen Cylinders

$$e = \frac{2}{3}$$

Der resultirende Füllungsgrad werde angenommen zu

$$e_1 = \frac{1}{6}$$

Dieser Füllungsgrad zerfällt in das Product

$$e_1 = e z$$

wobei z das Verhältniss der beiden Cylinderinhalte bedeutet; demnach ist

$$z = \frac{e_1}{e} = \frac{1 \cdot 3}{6 \cdot 2} = \frac{1}{4}$$

Es sei nun:

F der Inhalt des Querschnitts (Kolbenfläche) des grossen Cylinders,

s der Hub des grossen Kolbens,

F' die Kolbenfläche des kleinen Cylinders, und

s' dessen Hub; dann ist auch

$$z = \frac{F' s'}{F \cdot s} = \frac{1}{4}$$

I. Allgemeine Druckverhältnisse.

Es handelt sich zunächst um die Berechnung des Nutzdrucks:

$$p_n = \frac{z p_i' + p_i - p_m}{1 + \lambda}$$

dabei bedeutet:

p_i' die mittlere Spannungsdifferenz auf beiden Seiten des kleinen Kolbens,

p_i die mittlere Spannungsdifferenz auf beiden Seiten des grossen Kolbens,

p_m der zur Ueberwindung der Widerstände erforderliche Druck,
 λ der Coefficient der zusätzlichen Reibung. Bei guter Ausführung der Maschine kann

$$= 0.12$$

gesetzt werden,

p_1 die mittlere Hinterdampfspannung im kleinen Cylinder während der Einströmung. Diese ist wegen günstiger Vertheilung des Dampfes durch das Bogendreieck

$$p_1 = 3.6 \text{ Atm.}$$

p_2 die mittlere Vorderdampfspannung im grossen Cylinder während der Abströmung zum Condensator kann zu

$$p_2 = 0.2 \text{ Atm.}$$

in Rechnung gebracht werden,

e_1' der Füllungsgrad im kleinen Cylinder = 0.6666,

e' der Coefficient des schädlichen Raumes = 0.07.

Es ist nun:

$$z p_i' + p_i = z [f_1 + (\beta - z) f_3] p_1 - [f_2 - (\beta - z) f_4] p_2$$

wobei $f_1 \beta f_2 f_3 f_4$ folgende Functionen sind.

Allgemein ist:

$$f_1 = e_1' + \beta_1 (e' + e_1') \frac{1 - \epsilon_1'^{\mu-1}}{\mu - 1}$$

und für mittlere Verhältnisse

$$f_1 = e_1' + 7.6 (e_1' + 0.07) (1 - \epsilon^{1/8})$$

wobei

$$\epsilon_1 = \frac{e_1' + e'}{1 + e'} = \frac{0.666 + 0.07}{1.07} = 0.6878$$

und somit:

$$f_1 = 0.666 + 7.6 (0.666 + 0.07) (1 - 0.6878^{1/8}) = 0.9222$$

ferner $\beta = 0.95$

$$f_2 = e_2 + \beta_2 (1 + e - e_2) \frac{e_2^{\mu} - 1}{\mu - 1}, \text{ wobei}$$

$$e_2 = 0.959; \beta_2 = 1.05; \varepsilon_2 = \frac{1 + e - e_2}{e} = \frac{1 - 0.959}{0.05} = 1.82$$

$e = 0.05$ bezieht sich hier auf Compression, und nun ist

$$f_2 = 0.959 + 1.05 (1.05 + 0.959) \frac{1.82^{0.15}}{0.15} = 1.019$$

Zur Berechnung von f_3 und f_4 sind die Hilfsgrößen ε_3 und ε_4 noch nothwendig, und zwar ist

$$\varepsilon_3 = \frac{z(1 + e') + e}{z(1 + e' - e_1) + e + e_1} = \frac{1.07 \cdot 0.25 + 0.07}{0.16 \cdot 0.25 + 0.98} = 0.331$$

$$\text{und } \varepsilon_3^{1/8} = 0.8709; \varepsilon_3^{9/8} = 0.2882$$

$$\varepsilon_4 = \frac{1 + e' - e_1}{e'} = \frac{1.05 - 0.91}{0.05} = 2.8$$

und nun ist allgemein

$$f_3 = \beta \varepsilon_1^{\mu} \left[\frac{z}{1 - z} (1 - e') \frac{1 - \varepsilon_3^{\mu} - 1}{\mu - 1} + (1 + e' - e_1) \varepsilon_3^{\mu} \frac{\varepsilon_4^{\mu} - 1}{\mu - 1} \right]$$

oder für unsern Fall:

$$f_3 = \varepsilon_1^{9/8} \left[8.132 \frac{z}{1 - z} (1 - \varepsilon_3^{1/8}) + 0.148 \varepsilon_3^{9/8} \right]$$

oder

$$f_3 = 0.6878^{9/8} \left[8.132 \frac{0.25}{0.75} (1 - 0.331^{1/8}) + 0.148 \cdot 0.331^{9/8} \right] = 0.2533$$

Ebenso ist allgemein

$$f_4 = \frac{\beta_2 e \varepsilon_2^{\mu}}{1 - z} \cdot \frac{1 - \varepsilon_3^{\mu} - 1}{\mu - 1}$$

oder

$$f_4 = 1.17 \frac{1 - \varepsilon_3^{1/8}}{1 - z} = 1.17 \cdot 0.1291 \cdot \frac{4}{3} = 0.2014$$

Jetzt kann der indicirte Druck berechnet werden

$$\begin{aligned} z p_i' + p_i &= z [f_1 + (\beta - z) f_3] p_1 - [f_2 - (\beta - z) f_4] p_2 \\ &= 0.25 [0.9222 + 0.7 \cdot 0.2533] \cdot 3.6 - [1.019 - 0.7 \cdot 0.2014] 0.2 \\ &= 0.9895 - 0.1756 = 0.8139 \text{ Atm.} \end{aligned}$$

Da die folgende Rechnung zuerst nur näherungsweise durchgeführt werden kann, indem man einen indicirten Wirkungsgrad η_i annehmen muss, so sei der bei der näherungsweise durchgeführten Rechnung sich ergebende Werth

$$\eta_i = 0.76$$

für die definitiven Verhältnisse beibehalten, und es ergibt sich dann der Nutzdruck

$$p_n = \eta_i (z p_i' + p_i) = 0.76 \cdot 0.8139 = 0.6189$$

Für diesen Nutzdruck erhält man in der Folge wieder einen corrigirten Werth.

Es ist $F = \frac{\pi d^2}{4}$ und $d = \frac{1}{2} s$, ferner ergab sich in der Voruntersuchung als Umdrehungszahl der Schwungradwelle

$$u = 32.4$$

dann ist nach der Formel

$$N = 4.592 \cdot F s u p_n$$

oder

$$60 = 4.592 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot 2 d \cdot 32.4 \cdot 0.6189$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{60}{4.592 \cdot 3.14 \cdot 16.2 \cdot 0.6189}} = 0.73 \text{ mtr.}$$

demnach die wirkliche Kolbenfläche des grossen Kolbens

$$F = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 0.73^2}{4} = 0.4185 \text{ □mtr.}$$

und die wirksame Kolbenfläche bei einseitiger Kolbenstange

$$F = 0.4185 - 0.02 \cdot 0.4185 = 0.4103 \text{ □mtr.}$$

somit die wirkliche Kolbenfläche des kleinen Cylinders

$$F' = \frac{F}{3} = 0.1395 \text{ □mtr.}$$

und die wirksame Kolbenfläche des kleinen Cylinders

$$F' = 0.1395 - 0.2 \cdot 0.1395 = 0.137 \text{ mtr.}$$

demnach der Durchmesser des kleinen Cylinders

$$d' = \sqrt{\frac{F' \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{0.139 \cdot 4}{3.14}} = 0.42 \text{ mtr.}$$

Die Hubhöhe des grossen Kolbens wurde $s = 2 d$ gesetzt, somit ist:

$$s = 2 \cdot 0.73 = 1.46 \text{ mtr.}$$

Die Hubhöhe des kleinen Kolbens

$$s' = \frac{3}{4} s = \frac{3}{4} \cdot 1.46 = 1.1 \text{ mtr.}$$

Es ist nun weiter das erforderliche Gewicht des Schwungrades zu berechnen, und es sei bezeichnet mit

M die auf den Kurbelzapfen reducirte Masse des Schwungrades, diese ist bestimmt durch die Gleichung

$$M = (f' - f'') \frac{L_i}{\delta v_m^2}$$

dabei ist

$f' - f''$ ein Coefficient, welcher abhängt von der Vertheilung des Dampfes (Füllungsgrad) von dem Verhältniss $\frac{p_2}{p_1}$; ferner von dem Verhältniss der Schubstangen zur Kurbellänge. Dieser Coefficient hat sich bei einer eincylindrigen Maschine, die unter den gleichen Umständen sich befindet, zu $f' - f'' = 0.366$ ergeben. Nun kann aber dieser Coefficient bei Woolf'schen Maschinen nur 0.8175mal dem bei einer eincylindrigen Maschine gesetzt werden, so dass hier

$$f' - f'' = 0.8175 \cdot 0.366 = 0.298$$

in Rechnung gezogen wird.

L_i ist die indicirte Arbeit pro einfachen Kolbenhub, und ist bestimmt durch die Gleichung

$$L_i = F' a p_1 27 e \left\{ 1 + \log. \text{ nat. } \frac{1}{e z} - \frac{p_2}{e p_1} \cdot \frac{1}{z} \right\}$$

wobei

a der Druck einer Atm. in klgr. pro mtr. = 10333 klgr.

r der Halbmesser der Kurbel = $\frac{1}{2} s = \frac{1.14}{2} = 0.73 \text{ mtr.}$

e der Füllungsgrad im kleinen Cylinder $= \frac{2}{3}$, somit ist

$$L_i = 0.137 \cdot 10333 \cdot 2 \cdot 0.73 \cdot \frac{2}{3} \left\{ 1 + \log. \text{ nat. } 6 - \frac{0.2 \cdot 3.4}{10 \cdot 3.6} \right\} \\ = 4960 \cdot 2.54 = 7598.4 \text{ klgmtr.}$$

ferner ist

δ der Gleichförmigkeitsgrad und soll hier zu

$$\delta = \frac{1}{40}$$

angenommen werden.

v_m ist die mittlere Umfangsgeschwindigkeit des Kurbelzapfens und richtet sich nach der mittlern Kolbengeschwindigkeit c ; diese ist

$$c = \frac{u s}{30} = \frac{32.4 \cdot 1.46}{30} = 1.58 \text{ mtr.}$$

demnach

$$v_m = \frac{\pi}{2} c = 1.57 \cdot 1.58 = 2.47 \text{ mtr.}; v^2 = 6.1$$

Endlich kann nun die auf den Kurbelzapfen reducirte Masse M berechnet werden, und zwar ist

$$M = (f' - f'') \frac{L_i}{\delta v_m^2} = 0.298 \cdot \frac{7298.4 \cdot 40}{6.1} = 14913 \text{ klgr.}$$

Es kommt nun darauf an, den Radius R des Schwungrades anzunehmen, und zwar erhält man gute Verhältnisse, wenn man (nach Grashof) den Radius so wählt, dass das Product aus dem Quadrat der Geschwindigkeit V eines Punktes in der Mittellinie des Schwungrades und der Umdrehungszahl u für einen Gleichförmigkeitsgrad $\delta = \frac{1}{40}$ etwa $V^2 u = 3300$ wird. Dieser Bedingung wird entsprochen, wenn man

$$R = 3 \text{ mtr.}$$

setzt; denn dann ist $V = \frac{R}{r} v_m = \frac{3}{0.73} \cdot 2.47 = 10.15$ und somit $V^2 u = 10.15^2 \cdot 32.4 = 3337.8$, so dass der Werth $R = 3 \text{ mtr.}$ beibehalten werden kann.

Das Gewicht des Schwungringes ist somit

$$G_1 = 0.9 \cdot \frac{r^2}{R^2} \cdot M \cdot g = 0.9 \cdot \frac{0.73^2}{9} \cdot 14913 \cdot 9.81 = 7796 \text{ klgr.}$$

und nun das Gewicht des Schwungrades sammt der Schwungradwelle

$$G = 1.4 G_1 = 1.4 \cdot 7796 = 10914 \text{ klgr.}$$

Der Durchmesser der Schwungradwelle ergibt sich nach der empirischen Regel

$$d_1 = 0.38 d = 0.38 \cdot 0.73 = 0.28 \text{ mtr.}$$

Nun kann zur genauern Berechnung von p_m geschritten werden, und zwar ist

$$p_m = p' + p'' + p'''$$

wobei

p' der Druck in Atm. zur Ueberwindung der Reibung der Schwungradwelle,

p'' der Druck in Atm. zur Ueberwindung der Reibung am Kolben, Schieber, Steuerung u. dgl. inclusive Speisepumpe,

p''' der Druck zum Betrieb der Luft und Kaltwasserpumpe, und zwar ist

$$p' = 0.00002 \frac{G \cdot d_1}{d^2 s} = 0.00002 \frac{10914 \cdot 0.28}{0.73^2 \cdot 1.46} = 0.0790 \text{ Atm.}$$

$$p'' = \frac{0.0227}{d} + \frac{1}{2} \cdot \frac{0.0227}{d'} \cdot z = \frac{0.0227}{0.73} + \frac{1}{2} \cdot \frac{0.0227}{0.42} \cdot 0.25 \\ = 0.0378 \text{ Atm.}$$

$$p''' = (0.045 + 0.003 h) \frac{m}{F s}$$

dabei bedeutet

h die Förderhöhe der Kaltwasserpumpe; diese ist gegeben

$$h = 6 \text{ mtr.}$$

m das pro einfachen Kolbenhub zur Condensation gelangende Dampfgewicht; dies ist bestimmt durch

$$m = \frac{D}{120 u},$$

wobei

D der Dampfverbrauch der Maschine pro Stunde in klgr. und zwar ist

$$D = 120 F' s' u [(e' + e'_1) \gamma_1 - (1 + e' - e_1) \gamma_2] + 450 d' \sqrt{p'_i}$$

dabei ist

$$F' = 0.139; s' = 1.1; u = 32.4; e' = 0.07; e'_1 = \frac{2}{3}; e_1 = 0.91;$$

$$d' = 0.42$$

γ_1 das specifische Gewicht (Gewicht pro 1 cubmtr.) des Dampfes dem Druck p_1 entsprechend, nun ist

$$p_1 = 3.6; \text{ somit } \gamma_1 = 2.0203$$

γ_2 das specifische Gewicht des Dampfes dem Druck $p_2 = \beta_1 p_1 (\varepsilon_1 \varepsilon_3)^{9/8}$ entsprechend. Nun ist

$$\beta_1 p_1 (\varepsilon_1 \varepsilon_3)^{9/8} = 0.95 \cdot 3.6 (0.6878 \cdot 0.331)^{9/8} = 0.6108$$

und $\gamma_2 = 0.39$; ferner ist

$$p'_i = (f_1 - f_3) p_1 - f_4 p_2 = (0.9222 - 0.2533) 3.6 - 0.2014 \cdot 0.2 \\ = 2.3677 \text{ Atm.}$$

demnach ergibt sich nun der Dampfverbrauch pro Stunde

$$D = 120 \cdot 0.137 \cdot 1.1 \cdot 32.4 \left[\left(0.07 + \frac{2}{3} \right) 2.0203 \right. \\ \left. - (1 + 0.07 - 0.91) 0.39 \right] + 450 \cdot 0.42 \sqrt{2.3677} \\ = 503.42 + 289.17 = 792.59$$

Mit Rücksicht auf noch zufällige Vorkommnisse möge gesetzt werden

$$D = 800 \text{ klgr.}$$

$$\text{demnach } m = \frac{800}{120 \cdot 32.4} = 0.2$$

und endlich

$$p''' = (0.045 + 0.003 h) \frac{m}{F_s} = (0.045 + 0.003 \cdot 6) \frac{0.2}{0.418 \cdot 5} = 0.0206$$

und schliesslich

$$p_m = p' + p'' + p''' = 0.0790 + 0.0378 + 0.0206 = 0.1374$$

Demnach ergibt sich nun ein corrigirter Werth von p_n

$$p_n = \frac{z p'_1 + p_i - p_m}{1 + \lambda} = \frac{0.8139 - 0.1374}{1.12} = 0.6035 \text{ Atm.}$$

Dieser Werth von p_n ist wohl etwas kleiner als der zuerst vorläufig berechnete; man kann jedoch mit Rücksicht auf den verhältnissmässig geringen Einfluss auf die Dimensionen der Maschine den Mittelwerth

$$p_n = \frac{0.6189 - 0.6035}{2} = 0.6112 \text{ Atm.}$$

als endgiltig beibehalten.

II. Cylinder und Pumpen.

1. Grosser Dampfzylinder.

Durchmesser des Cylinders $d = 73$ ctm.

Hub des Kolbens $s = 146$ ctm.

Metallstärke des Cylinders $\delta = 1.5 + \frac{d}{60} = 2.7 = 3$ ctm.

Maximaldruck auf die Kolbenfläche $= 1.17 \cdot 10333 \cdot F = 5304$ klgr.

die Länge der Kolbenstange $l = 1.5 s = 1.5 \cdot 146 = 220$ ctm.

Durchmesser der Kolbenstange

$$d_1 = 0.075 \sqrt[4]{P \cdot l_1^2} = 0.075 \sqrt[4]{5304 \cdot 220} = 9.2 \text{ ctm.}$$

die Dichtungshöhe des Kolbens ist

$$h = 4 \left(1 + \frac{d}{100} \right) = 4 \left(1 + \frac{73}{100} \right) = 7 \text{ ctm.}$$

2. Kleiner Dampfzylinder.

Durchmesser des Cylinders $d' = 42$ ctm.

Hub des Kolbens $s' = 110$ ctm.

Metallstärke des Cylinders $\delta' = 1.5 + \frac{d'}{60} = (2.2) = 2.5$ ctm.

Durchmesser der Kolbenstange $d'_1 = 6.0$ ctm.

Dichtungshöhe des Kolbens $h' = 4 \left(1 + \frac{d'}{100} \right) = 5.8$ ctm.

Die beiden Dampfzylinder sind mit Dampfmantel versehen. Der Dampf wird frisch aus dem Hauptzuströmungsröhr durch ein verschliessbares Röhr in den Dampfmantel eingeleitet, wie es im Detailblatt ersichtlich ist.

3. Kaltwasserpumpe.

Es war das Dampfgewicht, welches pro einfaches Kolbenspiel in den Condensator gelangt,

$$m = \frac{D}{120u} = \frac{800}{120 \cdot 32.4} = 0.2$$

Mit Rücksicht darauf, dass die Maschine auch bei grösserer Anstrengung das nöthige Condensationswasser erhalten muss, sei hier

$$m = 0.3 \text{ klgr.}$$

angenommen. Ist nun das Verhältniss des Wassers, das eingespritzt wird, zur condensirenden Dampfmenge

$$n = 20$$

so ergibt sich das für mittlere Temperatur, mittleren Druck im Condensator und bei einem Wirkungsgrad der Kaltwasserpumpe $\eta_0 = 0.9$ nöthige Volumen der Pumpe

$$V_o = \frac{n \cdot m}{900} = \frac{20 \cdot 0.3}{900} = 0.0066 \text{ cubmtr.}$$

Da nun aber diese Pumpe, sowie auch die folgenden nur einfach wirkend sind, so ist dies Volumen doppelt zu nehmen, so dass

$$\text{effekt. } V_o = 0.0132 \text{ cubmtr.}$$

Nach einer vorläufigen Verzeichnung, Anordnung der Pumpen und des Balanciers wurde als vortheilhafter Hub gefunden

$$h_o = 0.63 \text{ mtr.}$$

so dass der lichte Durchmesser des Pumpencylinders

$$d_o = \sqrt{\frac{4 V_o}{\pi h_o}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0132}{3.14 \cdot 0.63}} = 0.1627 \text{ mtr. (16.3 cm.)}$$

Die Saughöhe beträgt $h = 6$ mtr.

Der Kolben hat Lederdichtung. Diese Pumpe pumpt das Wasser in die Blehcisterne, in welcher die Luftpumpe steht. Das Einspritzwasser wird durch das Injectionsrohr in das Abdampfrohr geleitet und kann durch einen Hahn regulirt werden.

4. Die Luftpumpe.

Das Volumen der Luftpumpe nehme man

$$V_1 = (4 \text{ bis } 5) V_o = 4.5 V_o = 4.5 \cdot 0.0132 = 0.0589 \text{ cubmtr.}$$

Der Hub beträgt ebenfalls $h_1 = h_o = 0.63$ mtr.
somit der Durchmesser der Pumpe

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 V_1}{\pi \cdot h_1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0589}{3.14 \cdot 0.63}} = 0.34 \text{ mtr.} = 34 \text{ cm.}$$

Durchmesser der Kolbenstange $\delta_1 = 4$ cm. (empirisch).

Die Luftpumpe ist mit Kautschukklappen versehen, deren Dicke 1.5 cm. beträgt.

5. Die Speisepumpe.

Es ist das Dampfgewicht, welches pro einfachen Kolbenhub in die Maschine gelangt $= \frac{D}{60 \cdot u} = 0.412$ klgr.

Da die Speisepumpe nur einfachwirkend ist, so ist das Gewicht doppelt zu nehmen, also 0.824.

Man nimmt aber in Wirklichkeit dies Volumen der Speisepumpe grösser, und zwar sei dies Volumen zu

$$V_2 = 0.0063 \text{ cubmtr.}$$

festgestellt; ferner ist der Hub $h_2 = 0.63$, so dass der Durchmesser des Speisekolbens

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 V_2}{\pi h_2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0063}{3.14 \cdot 0.63}} = 0.112 \text{ mtr.} = 11.2 \text{ ctm.}$$

Die Pumpe kann nun dadurch abgestellt werden, dass man die verlängerte Kolbenstange mit dem Kolben durch einen Keil von sehr schwacher Steigung verbindet. Wird der Keil entfernt, so steht der Kolben still, die Kolbenstange geht dann im Kolben auf und ab.

III. Die Steuerung.

Die Schieber sollen durch Bogendreiecke bewegt werden; ferner soll bei normalem Gang der Dampf im kleinen Cylinder bei $\frac{2}{3}$ Hub abgesperrt werden; ausserdem soll diese Expansion noch variabel gemacht werden. Zu letzterem Zweck ist der Mayer'sche Schieber gewählt mit veränderlicher Lappenlänge.

Zunächst seien

1. die Verhältnisse des Grundschiebers

festgestellt und zwar

a. Schieber für den grossen Cylinder.

Man erhält als Querschnitt des Einstömungskanals

$$\Omega = \frac{1}{30} F' = \frac{1}{30} \cdot 4103 = 136 \text{ □ctm.}$$

Das Verhältniss der Weite zur Breite des Kanals $\frac{a}{b} = \frac{1}{7}$, so dass

die Weite $a = \sqrt{\frac{\Omega}{7}} = \sqrt{\frac{136}{7}} = 44 \text{ mm.}$

die Breite $b = 7.44 = 308 \text{ mm.}$

Die Stegbreite ist zu nehmen

$$s = \frac{a}{2} + 10 \text{ mm.} = 32 \text{ mm.}$$

Die äussere Ueberdeckung $e = \frac{1}{4} a = 11 \text{ mm.}$

Die innere „ $i = \frac{1}{10} a = 4.4 \text{ mm.}$

Lineare Voreilung $\lambda = i = 4.4 \text{ mm.}$

Die Excentricität (halber Hub) $\varrho = a + e = 55 \text{ mm.}$

Ganzer Schieberhub $h = 2 \varrho = 110 \text{ mm.}$

Der Sinus des Voreilungswinkels $\sin \alpha = \frac{e + \lambda}{\varrho} = \frac{11 + 4.4}{55} = 0.28$

und somit der Voreilungswinkel $\alpha = 16^\circ$

Länge eines Schieberlappens $c = a + e + i = 59.4 \text{ mm.}$

b. Schieber des kleinen Cylinders.

Da die beiden Vertheilungsschieber durch ein gemeinschaftliches Dreieck bewegt werden, so erhalten die Schieber gleichen Hub und es wird nur die Breite der Einströmungskanäle verkleinert. Es ist also hier

$$\text{Schieberhub } h' = 2 \varrho = 110 \text{ mm.}$$

$$\begin{aligned} \text{Querschnitt des Einströmkanals } \Omega' &= \frac{1}{25} \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{1}{25} \cdot 1370 \\ &= 54.8 \text{ □ctm.} \end{aligned}$$

Für die Weite bleibt $a = 44$, demnach $b = \frac{5480}{44} = 125 \text{ mm.}$

Ferner bleibt

$$s = 32 \text{ mm. } e = n; i = 4.4 \text{ mm.; } \lambda = 4.4 \text{ mm. und } \alpha = 16^\circ.$$

Diese 2 Schieber werden durch ein gemeinschaftliches Dreieck von der unten liegenden Steuerwelle bewegt, oben durch eine Traverse mit einander verbunden und die Steuerstangen oben an dem Schieberkasten und unten in Führungsbüchsen sicher geführt. Die Führungsbüchsen sind unterhalb, aber seitlich vom Cylinder in einem an den Cylinderquader angeschraubten Bockgestelle befestigt.

2. Verhältnisse des Expansionsschiebers.

Der Expansionsschieber ist, wie bereits bemerkt, ein Mayer'scher Schieber mit veränderlicher Lappenlänge, die von Hand verstellbar gemacht ist. Es sei nun bezeichnet mit

- ϱ_1 der halbe Schieberhub,
- α_1 der Voreilungswinkel des Steuerdreiecks,
- L die Entfernung von Mitte des Grundschiebers bis zur äussersten Kante des Einströmkanals im oberen Schieberspiegel,
- l die Lappenlänge des Expansionsschiebers,
- a_1 die Weite des Einströmungskanal im Grundschieber,
- m die innere Ueberdeckung im äussersten Stand des Expansionsschiebers bei schwächster Füllung,
- z die halbe Entfernung der inneren Kanten der Schieberlappen (es werden also die Lappen um $2z$ auseinander geschraubt),
- ϱ_2 das Maximum von z des relativen Ausschlags der beiden Schiebermittel.

Es wurden nun folgende Grössen angenommen

$$\alpha_1 = 71^\circ; a_1 = 50 \text{ mm.}; \varrho_1 = 70 \text{ mm. und } m = 10 \text{ mm.}$$

Hiernach wurde das Diagramm construirt, wobei der relative Weg der beiden Schieber Punkt für Punkt bestimmt werden musste.

Aus dieser graphischen Darstellung der Schieberbewegung ergab sich nun

für den Füllungsgrad	$\frac{2}{8}$	$z_2 = z_{\max.} = 86.8 \text{ mm.}$
" " "	$\frac{3}{8}$	$z_3 = 74 \text{ mm.}$
" " "	$\frac{4}{8}$	$z_4 = 56 \text{ mm.}$
" " "	$\frac{5}{8}$	$z_5 = 28 \text{ mm.}$
für normale Füllung	$\frac{2}{3}$	$z_n = 20 \text{ mm.}$
" " "	$\frac{6}{8}$	$z_6 = 4 \text{ mm.}$
" maximal	"	$z_7 = 0 \text{ mm.}$

Ferner ergab sich aus dem Diagramm

$$L - l = 74 \text{ mm.}$$

und da

$$L = \varrho_2 + a_1 + \varepsilon_{\max.} + m = 85 + 50 + 86.8 + 10 = 231.8 \text{ mm.}$$

woraus die Lappenlänge

$$l = L - (L - l) = 231.8 - 74 = 157.8.$$

IV. Parallelogramm und Balancier.

Die Länge des Balanciers ergab sich durch Construction aus gegebenem Hub und der Entfernung der beiden Cylinder zu 646 ctm.

$$\text{Höhe des Balanciers in der Mitte (nach Redtenbacher)} \frac{7}{1.03 \cdot 6.46} = 95 \text{ ctm.}$$

Höhe des Balanciers an den Enden $0.38 d = 30 \text{ ctm.}$

Dicke der Höhennerve $0.06 d = 4.4 \text{ ctm.}$

Breite der oberen Nerve $0.13 d = 9.5 \text{ ctm.}$

Höhe dieser Nerve $0.06 d = 4.4 \text{ ctm.}$

Durchmesser des Zapfens für den kleinen Kolben $0.08 d = 6 \text{ ctm.}$

" " " " grossen " $0.10 d = 7.6 \text{ "}$

" " " " die Luftpumpe . $0.06 d = 4.4 \text{ "}$

" " " " Speisepumpe . $0.05 d = 3.6 \text{ "}$

" " " " Kaltwasserpumpe $0.06 d = 4.4 \text{ "}$

" " " " Achse des Ba-

lanciers $0.25 d = 18.2 \text{ "}$

Entfernung der Mittel dieser Zapfen . . . $1.65 d = 120.45 \text{ "}$

Halber Ausschlagwinkel des Balanciers $\alpha = 13^\circ$

Länge einer Scheere des Parallelogrammes nimmt man bequem gleich der Kurbellänge $= 73 \text{ ctm.}$

Bezeichnet nun:

a die halbe Länge des Balanciers $= 323 \text{ ctm.}$

b die Entfernung des Zapfenmittels der Scheere der Luftpumpe von der geometrischen Achse des Balanciers $= 142 \text{ ctm.}$

so findet man die Länge des Gegenlenkers nach folgender Regel:

$$r = \frac{1}{2} \left[\frac{b^2}{a-b} \cdot \frac{\sin^2 \alpha}{1 - \cos \alpha} + (a-b)(1 - \cos \alpha) \right]$$

$$= \frac{1}{2} \left[\frac{20164}{181} \cdot \frac{0.050625}{0.0256} + 181 \cdot 0.0256 \right] = 112.435 \text{ ctm.}$$

Da die Maschine freistehend gebaut ist, so ist das feste Ende des Gegenlenkers an einem Gestell befestigt, welches unten mit

den Cylindern und seitlich mit der Pyramide durch geeignete Stangen verbunden ist, wie es die Disposition zeigt.

Länge der Triebstange $= 6 r = 6 \cdot 73 = 438$ ctm.

Höhe der Nerve in der Mitte der Triebstange $0.5 \cdot 73 = 36$ ctm.

Der Kurbelzapfen ist von Stahl und hat einen Durchmesser von 10.8 ctm. erhalten.

V. Das Schwungrad.

Unter I. hat sich ergeben:

Radius der Mittellinie des Schwungringes $R = 3$ mtr.

Gewicht des Schwungringes $G_1 = 7796$ klgr.

Durchmesser der Schwungradwelle $= 28$ ctm.

Es ergibt sich nun der Querschnitt des Schwungringes

$$F = \frac{G_1}{45000 \cdot R} = \frac{7796}{45000 \cdot 3} = 0.05775 \text{ mtr.}$$

Ist nun b die Breite und a die radiale Dimension des Schwungringes und wählt man $a = 26$, so ist

$$b = \sqrt{\frac{F}{2}} = \sqrt{0.02887} = 0.17 \text{ mtr.} = 17 \text{ ctm.}$$

und

$$a = 2 \cdot b = 2 \cdot 17 = 34 \text{ ctm.}$$

Es wird nun eine Verzahnung des Schwungrades verlangt, und zwar soll die erste Transmissionswelle 80 Touren pro Minute machen; die Schwungradwelle macht 32.4, demnach ist die Uebersetzung

$$i = \frac{80}{32.4} = 2.47 \text{ (vorläufig)}$$

und somit der Radius des ersten Triebrades, wenn man

$$R_1 = R + \frac{1}{2} a = 300 + 17 = 317 \text{ ctm.}$$

als Theilkreishalbmesser des Schwungrades annimmt,

$$r_1 = \frac{R_1}{i} = \frac{317}{2.47} = 128.3 \text{ ctm.}$$

Versieht man das Schwungrad mit angegossenen Zähnen, und das Getriebe (Kolben) mit Holzzähnen, und nimmt man ferner

als vorläufige Theilung $t = 18$ ctm. an, so ergibt sich die Zähnezahl des Kolbens

$$z = \frac{r_1}{0.16 \cdot t} = \frac{128.3}{0.16 \cdot 8} = 100.2 \quad (102)$$

welche Zahl definitiv beibehalten werden kann.

Es ergibt sich nun ein corrigirter Werth der Theilung

$$t = \frac{r_1}{0.16 \cdot z} = \frac{128.3}{0.16 \cdot 102} = 7.86 \text{ ctm.}$$

und als Zähnezahl des Schwungrades der abgerundete Werth von

$$Z = z \cdot i = 102 \cdot 2.47 = 251.9 \quad (252).$$

VI. Der Regulator.

Der Regulator ist als astatistischer Regulator construirt und zwar als pseudo-parabolischer. Derselbe bleibt annähernd in jeder Lage der Kugeln im Gleichgewicht, wenn die normale Tourenzahl eintritt.

Es sei bezeichnet mit:

- l die Länge vom Aufhängepunkt bis zum Mittelpunkt der Kugel, angenommen $= 72$ ctm.,
- e die Excentricität der Aufhängepunkte,
- a die Länge der Regulatorarme vom Aufhängepunkt bis zum Ein-
hängepunkt der Zugstangen, angenommen zu $a = 48$ ctm.,
- b die Länge der Zugstangen, angenommen zu $b = 40$ ctm.,
- G das Gewicht einer Kugel,
- α der normale Ausschlagwinkel eines Kugelarmes gegen die Achse
des Regulators $\alpha = 28^\circ$,
- β der Neigungswinkel der Zugstangen gegen die Achse,
- F der Widerstand, welcher sich dem Verschieben der Hülse ent-
gegengesetzt, geschätzt zu 2 klgr.
- n die Tourenzahl der Regulatorachse pro Minute,
- ε der Empfindlichkeitsgrad; dieser sei etwa so gross wie für das
Schwungrad $\varepsilon = \frac{1}{40}$ angenommen,
- g die Beschleunigung der Schwere $g = 9.81$ mtr.,
- α_1 der grösste Ausschlagwinkel des Regulators angenommen zu
 $\alpha_1 = 36^\circ$,
- α_2 der kleinste Ausschlagwinkel des Regulators, angenommen zu
 $\alpha_2 = 20^\circ$.

Damit der Regulator astatisch wird, muss

$$e = l \frac{\cos \alpha_2 - \cos \alpha_1}{\cotg \alpha_2 - \cotg \alpha_1} = 72 \frac{\cos 20 - \cos 36}{\cotg 20 - \cotg 36} = 6.2 \text{ (7 ctm.)}$$

Darnach ergibt sich nun die Tourenzahl

$$n = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{g \operatorname{tg} \alpha}{l \sin \alpha - e}} = \frac{60}{2 \cdot 3.14} \sqrt{\frac{9.81 \cdot 0.5317}{0.72 \cdot 0.4695 - 0.07}} = 42$$

ferner das Gewicht einer Kugel

$$G = \frac{1}{2} \frac{a}{l} \cdot \frac{F}{\varepsilon} \left(1 + \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \alpha} \right) = \frac{1}{2} \cdot \frac{48}{72} \cdot \frac{2.40}{1} \left(1 + \frac{0.2126}{0.5317} \right) \\ = 37.3 \text{ klgr.}$$

dabei war

$$\sin \beta = \frac{a \sin \alpha - 2e}{b} = \frac{48 \cdot 0.4695 - 14}{40} = 0.2134$$

Nimmt man das specifische Gewicht des Gusseisens zu 7.2, so ergibt sich der Durchmesser der Kugel nach der Gleichung

$$\frac{d^3}{6} \pi = \frac{G}{7.2}, \text{ woraus } d = \sqrt[3]{\frac{6G}{\pi \cdot 7.2}} = 21.4 \text{ ctm.}$$

Der Regulator wirkt auf das Drosselventil durch Hebel und Zugstangen, welche auch von Hand verlängert oder verkürzt werden können.

Der Antrieb des Regulators geschieht von der Steuerwelle aus durch Kegelräder.

Die Uebersetzung beträgt

$$i_1 = \frac{42}{32.4} = 1.29 \text{ (1.3)}$$

Nimmt man somit den grösseren Radius zu $r_1 = 30$ ctm. an, so ergibt sich der kleinere Radius

$$r_2 = \frac{30}{1.3} = 23 \text{ ctm.}$$

Die ganze Maschine, mit Ausnahme des Schwungradlagers, stehen auf einer gemeinschaftlichen Grundplatte, welche jedoch so ausgeschnitten ist, dass die unter dem Boden befindlichen Theile leicht zugänglich sind.

C. F. Behrle.

Liegende Hochdruckmaschine

Meyer'sche Steuerung (Handverstellung) 12 Pferdekraft.

(Blatt 43.)

Normale Dampfspannung im Kessel $p = 5.5$ Atm.

Admissionsspannung $p = 0.75 \cdot 5.5 = 4.12$ Atm.

Füllungsgrad $e = 0.30$.

Tourenzah $n = 52$ pro Min.

Cylinderdurchmesser $D = 0.30$ mtr.

Kolbenhub $s = 0.60$ mtr.

Kolbengeschwindigkeit $v = 1$ mtr. pro Sek.

H. Groos.

Liegende Hochdruckmaschine

Meyer'sche Steuerung (Selbstverstellung) 45 Pferdekraft.

(Blatt 44.)

Die Maschine ist mit Meyer'scher Expansionssteuerung versehen, welche zwischen den Grenzen $\frac{1}{12}$ und $\frac{11}{12}$ Füllung entweder selbstthätig durch den Regulator oder von Hand verstellbar ist.

Anzahl der Pferdestärken bei normaler Leistung $N = 45$

bester Füllungsgrad $\varepsilon = \frac{1}{3}$

Dampfspannung in den Kesseln $p = 4.5$ Atm. Ueberdruck (siehe zugehörige Kesselanlage Blatt 37).

Admissionsspannung des Dampfes im Cylinder $p_1 = 5$ Atm.

Cylinderdurchmesser $d = 0.39$ mtr.

Kolbenhub $s = 0.85$ mtr.

Tourenzah $u = 55$.

Die Berechnung wiederholt sich bei Blatt 48 und 49.

Steuerung.

Querschnitt eines Dampfkanals

$$\Omega = \frac{1}{25} \frac{\pi d^2}{4} = \frac{1}{25} + 11.44 = 47.76 \text{ □ctm.}$$

Querschnittsverhältniss $\frac{a}{b} = \frac{1}{6}$

Breite der Dampfkanäle $b = 17$ ctm.

Weite „ „ $a = 2.8$ ctm.

Stegbreite $s = \frac{1}{2} a + 1.0 = 2.4$ ctm.

Aeussere Deckung $e = 0.8$ ctm.

Innere „ $i = 0.3$ ctm.

Innere Kanalweite $a_1 = 2 a + e + i - s = 4.3$ (4.2 ctm.)

Innere Weite des Grundschiebers $a_1 = a + 2 s - 2 i = 8.4$ ctm.

Excentricität $\varrho = a + e = 3.6$ ctm.

Voreilwinkel $\alpha = 18^\circ$

Excentricität des Expansionsexcenters $\varrho_1 = 4$ ctm.

Voreilwinkel $\alpha_1 = 56^\circ$

$L - l = \varrho_2 = 2.52$ ctm. (aus dem Diagramm)

Entfernung der Expansionsschieberlappen bei einem Füllungsgrad

$$e_1 = \frac{1}{12} \quad \frac{2}{12} \quad \frac{3}{12} \quad \frac{4}{12} \quad \frac{5}{12} \quad \frac{6}{12} \quad \frac{7}{12} \quad \frac{8}{12} \quad \frac{9}{12} \quad \frac{10}{12} \quad \frac{11}{12}$$

$$z = 3.72 \quad 3.1 \quad 2.6 \quad \underline{2.1} \quad 1.69 \quad 1.33 \quad 0.95 \quad 0.63 \quad 0.37 \quad 0.15 \quad 0 \quad \text{ctm.}$$

$$L = (L - l) + a_1 + z_{\max.} + \text{Zugabe} = 10.2 \text{ ctm.}$$

Lappenlänge des Expansionsschiebers $l = L - (L - l) = 8.5$ ctm.

Regulator.

Zahl der Umdrehungen pro Minute $n = 55$

Mittlerer Ausschlagwinkel $\alpha = 30^\circ$

Gleichförmigkeitsgrad $\delta = \frac{1}{30}$

Hülsenwiderstand $F = 1$ klgr.

Der Regulator hat nur eine Klaue auf der Regulatorspindel zu verschieben. Kommt die Klaue mit dem obern oder untern Rädchen, die beide lose auf der Welle sich drehen können, in Eingriff, so wird die Drehung des Schieberstängchens im einen oder andern Sinn bewirkt.

Länge eines Armes

$$l = \frac{60}{2\pi} \frac{g}{n^2 \cos \alpha} = 34 \text{ ctm.}$$

Entfernung des oberen Aufhängepunktes von der Befestigungsstelle des zweiten Armes

$$a = \frac{3}{5} l = 22.6 \text{ ctm.}$$

Erforderliches Kugelgewicht

$$G = \frac{a}{l} F \frac{1}{\delta} = \frac{2}{3} \cdot 1 \cdot 30 = 20 \text{ klgr.}$$

Anzahl der Umdrehungen der doppelgängigen Schraube, um vom höchsten auf den tiefsten Expansionsgrad zu verstellen,

$$u = \frac{z_{\max.}}{s} = \frac{3.72}{1.76} = 2.1$$

Erforderliche Zeit

$$t = \frac{55}{60} \cdot \frac{1}{2} \cdot 24 \cdot \frac{1}{2} \cdot 2.1 = 11.55 \text{ Sek.}$$

Das Schwungradlager hat schräg gerichtete Lagerfugen, indem hier der Druck der Schubstange, der in den horizontalen Stellungen sein Maximum erreicht, von grösserem Einfluss ist als das Gewicht des am andern Lager befindlichen Schwungrades.

A. v. Gerbert.

Walzenzugmaschine

von 60 Pferdekraft.

(Blatt 45.)

Diese Maschine dient zum Betriebe einer Blechwalzenstrasse von 2 Walzenpaaren und sollen diese bei mittlerem Gange 30 Umdrehungen machen. Der Antrieb geschieht direkt von der Schwungradwelle auf die Kammwalzenspindeln (s. Blatt 63).

Die erforderliche Arbeitsstärke der Maschine ist $N = 60$ Pfd.

Die absolute Dampfspannung im Kessel $p = 3 + 1 = 4$ Atm.

Um für momentane grössere Widerstände eine grössere Kraft in Reserve zu haben, werde die mittlere Hinterdampfspannung während der Einströmungsperiode angenommen zu $p_1 = 0.7 p = 0.7 \cdot 4 = 2.8$ Atm.

Für mittlere Kohlenpreise, Anschaffungs- und Unterhaltungskosten, so wie für 12stündigen Betrieb wäre nach Hrabáček der vortheilhafteste Füllungsgrad $e_1 = 0.40$.

Da hier aber die abziehenden Feuergase der Puddel- und Schweissöfen zum Heizen der Dampfkessel verwendet werden, also die Kosten der Dampferzeugung bedeutend geringer ausfallen als bei sonstigen Kesselanlagen, erscheint es zweckmässig, diesen mittleren Füllungsgrad höher $e_1 = 0.60$ zu wählen.

hier erforderliche sorgfältige Schmierung und Kühlung der Zapfen wohl zulässig erscheint.

Man erhält hiermit

$$p' = 0.000015 \cdot \frac{18000 \cdot 0.30}{0.372 \cdot 1.30} = 0.165 \text{ Atm.}$$

Den übrigen Reibungswiderständen incl. Arbeit zum Betrieb der Kaltwasserpumpen entspricht eine mittlere Dampfspannung

$$p'' = \frac{0.0227}{d} = \frac{0.0227}{0.610} = 0.037 \text{ Atm.}$$

Daher ist die beiden Widerständen entsprechende mittlere Dampfspannung (für die leer gehende Maschine)

$$p_m = p' + p'' = 0.165 + 0.037 = 0.202 \text{ Atm.}$$

Setzt man den Coefficienten der zusätzlichen Reibung $\lambda = 0.13$, so folgt ein corrigirter Werth der nützlichen Dampfspannung

$$p_n = \frac{p_i - p_m}{1 + \lambda} = \frac{1.368 - 0.202}{1.13} = 1.032 \text{ Atm.}$$

Aus

$$N = 137.77 \cdot F c p_n = 137.77 \cdot F \frac{s u}{30} \cdot p_n$$

folgt, da die Umdrehungszahl pro Minute $u = 30$ vorgeschrieben ist, das Product aus Kolbenquerschnitt und Hub

$$F s = \frac{N}{p_n 137.77} = \frac{60}{1.032 \cdot 137.77} = 0.42201$$

Da die Maschine Führunglineale nach beiden Seiten hin erhält, so werde, um dieselbe nicht zu lang zu erhalten, gewählt

der Hub $s = 1.20$ mtr. (entsprechend $c = 1.20$ mtr.)

womit der erforderliche nützliche Kolbenquerschnitt folgt

$$F = \frac{0.42201}{1.20} = 0.3517 \text{ □mtr.}$$

Hierzu für die Kolbenstange $2\% = 0.0070$

Cylinderquerschnitt $\frac{\pi d^2}{4} \cdot \cdot \cdot = 0.3587 \text{ □mtr.}$

Cylinderdurchmesser (endgiltig) $d = 0.680$ mtr.

Bei der Berechnung der Details der Maschine ist zur Sicherheit für alle Fälle angenommen, dass dieselben noch hinreichend stark sein sollen, wenn das Maximum des Ueberdrucks auf den Kolben 40000 klgr. pro □mtr. betragen sollte.

Es hat dann die Kolbenstange einen Maximaldruck von

$$P = 40000 \quad F = 14068 \text{ klgr.}$$

zu übertragen.

Für 10fache Sicherheit (entsprechend $\mathfrak{S} = \frac{4000}{10} = 400 \text{ klgr.}$) ist dann

$$10 P = 2.046 \pi^2 \frac{\varepsilon J}{l^2}$$

$$140680 = \frac{2.046 \cdot 3.14^2 2000000 \cdot \frac{\pi}{64} d'^4}{200^2}$$

woraus der Durchmesser der Kolbenstange = 7.3 ctm.

Wegen der durch das Gewicht des Kolbens verursachten Durchbiegung ist dafür angenommen (nach Redtenbacher) $d' = 0.15 d = 10 \text{ ctm.}$

Dieser Dimension entsprechend beträgt die Dicke der Schubstange in der Mitte = 14 ctm.

Länge der Schubstange = $4.5 \cdot \frac{s}{2} = 4.5 \cdot 60 = 270 \text{ ctm.}$

Querschnitt des Kolben- und Kreuzkopfkeiles (Stahl) = $\frac{14068}{800} = 17.6 \text{ □ctm.} = 2.2 \cdot 8 \text{ ctm.}$

Druck auf die Gleitflächen bei dem gewöhnlichen Maximaldruck auf den Kolben = $\frac{1}{5} \cdot 18000 \cdot 0.3517 = 1270 \text{ klgr.}$

Grösse der Gleitflächen = $2 \cdot 12 \cdot 25 = 600 \text{ □ctm.}$

Druck pro □ctm. der Gleitfläche = 2.1 klgr.

Druck auf die Gleitflächen bei dem grössten Maximaldruck von 40000 klgr. pro □mtr. = $\frac{1}{5} \cdot 40000 \cdot 0.3517 = 2800 \text{ klgr.}$

Länge der Führunglineale = 160 ctm.

Biegemoment für die Mitte der Lineale

$$M = 700 \cdot 80 = 5600 = \frac{\mathfrak{S} \cdot J}{e} = 300 \frac{2 h^2}{6}$$

Stärke der verticalen Rippe $b = 6 \text{ ctm.}$

Höhe der Führunglineale $h = \sqrt{\frac{56000 \cdot 6}{300 \cdot 6}} = 14 \text{ ctm.}$

Da $\mathfrak{S}$ etwas hoch angenommen ist, sind die beiden Nerven zugegeben.

Die Steuerung ist eine Meyer'sche Expansionssteuerung mit veränderlichem Voreilwinkel. Auf einer vorgelegten Steuerwelle sitzt das Excenter für den Grundschieber fest aufgekeilt und das

Expansionsexcenter lose auf. Der Antrieb des letzteren geschieht durch Planetenräder, wovon das mittlere mittelst Stangen mit einem dem Cylinder gegenüber angebrachten Hebel verbunden ist. Bei der einen Stellung dieses Steuerhebels wirken die Räder wie bloße Transmissionsräder; wird der Steuerhebel verschoben, so findet eine Änderung der Richtung der Excentricität des Expansionsexcenters statt. Die Grenzen, zwischen welchen der Füllungsgrad variieren kann, sind $e_1 = 0.36$ bis $e_1 = 0.90$. Durch diese Anordnung ist der Maschinenwärter im Stande, durch einen einzigen fast momentanen Ruck beim Eingeben der Pakete in die Walzen die Maschine vom schwächsten auf den stärksten Füllungsgrad zu bringen.

Um an der Maschine die an den hinteren Kreuzkopf angehängten Pumpen zu beiden Seiten des Cylinders anbringen zu können, ist der Schieberkasten auf den Cylinder gelegt, was noch 2 weitere Steuerwellen, über den Führungslinien gelagert, erforderlich macht.

Querschnitt der Einströmungskanäle $= \frac{1}{30} F = 121 \text{ cm}^2$.

Höhe der Einströmungskanäle $a = 40 \text{ mm}$.

Breite „ „ $b = 300 \text{ mm}$.

Stegbreite $s = \frac{a}{2} + 10 = 30 \text{ mm}$.

Außere Deckung $e = 12 \text{ mm}$.

Innere Deckung $i = 4 \text{ mm}$.

Lineares Voreilen $= 4 \text{ mm}$.

Lappenlänge $c = a + e + i = 56 \text{ mm}$.

Ausströmungsöffnung $a_1 = a + c - s = 66 \text{ mm}$.

Theoretische Excentricität des Grundschiebers $\varrho = a + e = 52 \text{ mm}$.

$$\sin \alpha = \frac{e + i}{\varrho} = \frac{12 + 4}{52} = 0.308$$

Voreilwinkel des Grundschiebers $\alpha = 18^\circ$.

Theoretische Excentricität des Expansionsschiebers $= 60 \text{ mm}$.

Voreilwinkel des Expansionsschiebers $\alpha_1 = 78^\circ 20'$ (aus dem Diagramm)

Excentricität der beiden wirklich ausgeführten Excenter $= 40 \text{ mm}$.

Daher erforderliche Hebelübersetzung für den Grundschieber

$$= \frac{10}{13} = \frac{25}{32.5}$$

Erforderliche Hebelübersetzung für den Expansionsschieber

$$= \frac{2}{3} = \frac{25}{37.5}$$

Die Pumpen haben jede einen Kolbendurchmesser von 7 ctm. und einen Hub von 120 ctm. und dient die eine als Kesselspeisepumpe und die andere zum Pumpen des Wassers zum Abkühlen der Zapfen der Schwungradwelle, der Walzenzapfen etc. Ihre Saug- und Druckröhren erhalten denselben Durchmesser und ebenso sind die freien Ventilöffnungen so bemessen, dass der freie Querschnitt gleich dem Querschnitt des Plungerkolbens ist, damit die Geschwindigkeit des Wassers überall dieselbe bleibt. Die Speisepumpe drückt das Wasser noch durch einen Vorwärmer, der durch den abgehenden Dampf geheizt ist.

F. Leers.

Gekuppelte Fördermaschine für Steinkohlenförderung.

(Blatt 46 und 47.)

Die Förderung geschieht mittelst flacher Eisendrahtseile und Spulen, und um die Maschine möglichst rasch abstellen zu können, ist sie mit einer Dampfbremse versehen. Zur Umsteuerung dient eine Stephenson'sche Coulissensteuerung.

Die Dampfspannung (Max.) in den Kesseln (Blatt 36) beträgt 3.5 Atm. Ueberdruck, für normalen Betrieb 3 Atm.

Grösste Fördertiefe $H = 130$ mtr.

Mittlere Fördergeschwindigkeit pro Sek. $c = 3$ mtr.

Zeit für eine Förderung $\frac{H}{c} = \frac{130}{3} = 43.3$ Sek.

Pause (Zeit für Stillstand zum Ein- und Ausfahren der Förderwagen) $A = 30$ Sek.

Pause und Förderung $43.3 + 30 = 73.3$ Sek.

Dauer einer Schicht 10 Stunden $= 66 \cdot 60 \cdot 10 = 36000$ Sek.

Förderungen in einer Schicht $\frac{36000}{73.3} = 491$

Förderquantum pro Schicht 12000 Ctr. $= 600000$ klgr.

Förderquantum pro Förderung $L = \frac{600000}{491} = 1222$ klgr. ($= 24 \frac{1}{2}$ Ctr.)

Gewicht des Förderkorbs mit Wagen $T = \frac{3}{4} L = \frac{3}{4} \cdot 1222 = 916$ klgr.

Gewicht des Seiles (annähernd berechnet) $S = 500$ klgr.

Belastung des Seiles $P = S + L + T = 500 + 1222 + 916 = 2638$ klgr.

Drahtstärke $\delta = 0.038 \sqrt{\frac{P}{i}} = 0.038 \sqrt{\frac{2638}{144}} = 0.16$ ctm.

$$\left\{ \begin{array}{l} 6 \text{ Litzen à } 24 \text{ Drähte} \\ i = 6 \cdot 24 = 144 \text{ Anzahl der Drähte} \\ \mathfrak{S} = 881 \text{ klgr. pro } \square \text{ ctm. Spannung in den Drähten} \end{array} \right.$$

Dicke des Bandseiles $d = 6 \cdot \delta = 6 \cdot 0.16 = 0.96$ ctm.

Breite des Bandseiles $b = 6 \cdot d = 6 \cdot 0.96 = 5.76$ ctm.

Es ergibt sich jetzt das Seilgewicht

$$S = b \cdot d \cdot H \cdot \gamma = 0.096 \cdot 0.576 \cdot 1300 \cdot 7 = 497 \text{ klgr.}$$

wobei γ nur $= 7$ für Eisendraht genommen ist, weil der Querschnitt des Bandseiles nicht voll ist, sondern durch die Lücken zwischen den einzelnen Drähten und durch die Hanfseelen unterbrochen wird.

Es sei

R der grösste Halbmesser } der bei der Aufwicklung des Band-
 r der kleinste " } seiles vorkommt.

Um nun für die Maschine einen möglichst gleichmässigen Widerstand zu erhalten, setzt man die Widerstände bei Beginn und Ende einer Förderung einander gleich und erhält dadurch zugleich das Verhältniss von $\frac{r}{R}$

1) Leerer Korb fast oben, voller Korb fast unten (Beginn)

$$M = (L + T + S) r - T R$$

2) Voller Korb fast oben, leerer Korb fast unten (Ende)

$$M_1 = (L + T) R - (T + S) r$$

$$(L + T + S) r - T R = (L + T) R - (T + S) r$$

$$\frac{r}{R} = \frac{L + 2 T}{L + 2 T + 2 S} = \frac{1222 \cdot 2 \cdot 916}{1222 + 2 \cdot 916 + 2 \cdot 500} = 0.75$$

Man hat ferner

$$R - r = \frac{H \delta}{\pi (R + r)}$$

$$R^2 - r^2 = \frac{H \delta}{\pi}$$

$$R^2 = R^2 \left(\frac{r}{R} \right)^2 = \frac{H d \sin \alpha}{\pi} \text{ und da } r = R \frac{r}{R}$$

$$R = \sqrt[p]{\frac{H\delta}{1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2}} = \sqrt[3.14]{\frac{130 \cdot 0.0096}{1 - (0.75)^2}} = 0.95 \text{ mtr.}$$

$$r = R \frac{r}{R} = 0.95 \cdot 0.75 = 0.71 \text{ mtr.}$$

Da der kleinste Halbmesser, der bei der Aufwicklung des Seiles vorkommt, 74mal so gross als die Bandseildicke ist, so ist das Seil gegen eine allzu rasche Abnützung durch Biegung genügend geschützt.

Die Seilspulen sitzen auf der Kurbelwelle, und es findet sich daher die Tourenzahl der Spulen und Maschine.

$$n = \frac{60 c}{\pi (R + r)} = \frac{60 \cdot 3}{3.14 (0.95 + 0.71)} = 34.6$$

Ist u die Zahl der Umwicklungen auf den Seilspulen

$$\frac{43.3}{60} = \frac{u}{34.6}$$

$$u = \frac{43.3 \cdot 34.6}{60} = 24.9$$

Gibt man zur Berechnung der nöthigen Betriebskraft für die Nebenhindernisse $\frac{1}{3}$ der Last zu, so ist

$$75 N = L c \left(1 + \frac{1}{3}\right)$$

die nöthige Betriebskraft

$$N = L c \frac{\left(1 + \frac{1}{3}\right)}{75} = \frac{(1 + 0.33) \cdot 1222 \cdot 3}{75} = 65 \text{ Pfrd.}$$

somit die Betriebskraft

$$N = \frac{65}{2} = 32.5 \text{ Pfrd.}$$

für eine Maschine.

Nimmt man die Kolbengeschwindigkeit zu $v = 1.10 \text{ mtr.}$

die Kesselspannung (Max.) ist $p = 3.5 \text{ Atm.}$ Ueberdruck

die normale Kesselspannung $p = 3$ „ „

„ „ „ $p = 4$ „ absol.

Admissionsspannung $p_m = 0.75 \cdot 4 = 3 \text{ Atm.}$

Vorderdampfspannung $p_v = 1.15 \text{ Atm.}$

Widerstandsspannung (durch die Reibung der leer gehenden Maschine) $p_r = 0.25 \text{ Atm.}$

Daraus ergibt sich der Cylinderquerschnitt

$$O = \frac{75 \cdot N}{10333 (p_m - p_v - p_r)} = \frac{75 \cdot 32.5}{10333 (3 - 1.15 - 0.25)} = 0.134 \text{ mtr.}$$

rechnet man 2 % dazu für den Querschnitt, den die Kolbenstange wegnimmt, so ist

$$O = 1340 + 0.02 \cdot 1340 = 1367 \text{ cm.}, \text{ somit}$$

$$\text{Cylinderdurchmesser } D = (41.75) 42 \text{ cm.}$$

$$\text{Kolbenhub } s = \frac{30 v}{n} = \frac{30 \cdot 1.10}{34.6} = 0.953 \text{ mtr.}$$

$$\text{Kurbellänge } A = \frac{s}{2} = \frac{0.953}{2} = 0.4765$$

Cylinder.

$$\text{Kanalquerschnitt } \Omega = a b = 6 a^2 = \frac{O}{25} = 53.6 \text{ cm.}$$

$$\text{Kanalweite } a = \sqrt{\frac{53.6}{6}} = 3 \text{ cm.}$$

$$\text{Kanalbreite } b = 6 \cdot 3 = 18 \text{ cm.}$$

$$\text{Stegbreite } s = \frac{1}{2} a + 10 \text{ mm.} = \frac{30}{2} + 10 = 25 \text{ mm.}$$

$$\text{äussere Deckung } e = \frac{1}{3} a = 10 \text{ mm.}$$

$$\text{innere Deckung } i = \frac{1}{10} a = 3 \text{ mm.}$$

$$\text{lineare Voreile } \lambda = \frac{1}{10} a = 3 \text{ mm.}$$

$$\text{Länge des Schieberlappens } c = a + e + i = 30 + 10 + 3 = 43 \text{ mm.}$$

$$\text{Weite der Ausströmöffnung } a_1 = a + c - s = 30 + 43 - 25 = 48 \text{ mm.}$$

$$\text{Excentricität } \varrho = a + e = 30 + 10 = 40 \text{ mm.}$$

$$\text{Schieberhub } h = 2 \varrho = 2 \cdot 40 = 80 \text{ mm.}$$

$$\sin \alpha = \frac{e + \lambda}{\varrho} = \frac{10 + 3}{40} = 0.325$$

$$\text{Voreilwinkel } \alpha = 19^\circ$$

$$\text{innere Weite des Schiebers } d = a_1 + 2s - 2i = 48 + 2 \cdot 25 - 2 \cdot 3 = 92$$

$$\text{Wandstärke des Cylinders } \delta = 1.5 + \frac{D}{60} = 1.5 + \frac{42}{60} = 2.2 \text{ mm.}$$

$$\text{Druck auf den Kolben } P = \frac{\pi D^2}{4} \cdot p \cdot 1.033 = 1340 \cdot 3.5 \cdot 1.033 = 4824$$

$$\text{Zug in einer Deckelschraube } \frac{P}{n} = \frac{4824}{10} = 482.4 \text{ klgr.}$$

$$\text{die Anzahl der Schrauben } n = 10$$

$$\text{Durchmesser der Schrauben } d = 2.2 \text{ cm.}$$

Kolben.

Höhe der Dichtung $h = 4 \left(1 + \frac{D}{100}\right) = 4 \left(1 + \frac{42}{100}\right) = 56.8 \text{ mm.}$

2 Kolbenringe je 28 mm. hoch.

Kolbenstange (Stahl).

Durchmesser $d = 0.08 \sqrt[4]{P L^2} = 0.08 \sqrt[4]{4824 \cdot 1.35^2} = 7.73 \text{ ctm.}$

Geradführung.

Druck auf die Gleitstücke $P_2 = P \sin \varphi = P \frac{A}{L} = 4824 \frac{1}{5} = 965$

Da 2 Gleitstücke vorhanden sind, so ist

der Druck auf ein Gleitstück $P_2' = \frac{965}{2} = 482 \text{ klgr.}$

Bei einem Druck von 2 klgr. pro 1 □ctm.

ist die Gleitfläche $\frac{482}{2} = 241 \text{ ctm.}$

Ist a die Breite eines Gleitstückes

b die Länge „ „

so ist $241 = a \cdot 3 b = 3 b^2$

$$b = \sqrt{\frac{241}{3}} = 9 \text{ ctm.}$$

$$a = 3 \cdot b = 27 \text{ ctm.}$$

Schubstange (Schmiedeeisen).

Länge $L = 5 A = 5 \cdot 47.65 = 238.25 \text{ ctm.}$

Mittlerer Durchmesser

$$d_1 = 0.075 \sqrt[4]{P L^2} = 0.075 \sqrt[4]{4824 \cdot 238.25^2} = 9.6 \text{ ctm.}$$

Kurbelzapfen (Cementstahl).

$$\text{Durchmesser } d_2 = 0.125 \sqrt{\frac{P}{\frac{l}{d}}} = 0.125 \sqrt{\frac{4824}{1.25}} = 7.7 \text{ ctm.}$$

Kurbelwelle.

$$\text{Durchmesser } d_3 = 12 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} = 12 \sqrt[3]{\frac{65}{34.6}} = 14.5 \text{ ctm.}$$

Kurbeldimensionen nach Redt. Resultaten.

Excenter.

Excentricität $\varrho = 4$ ctm.

Durchmesser des Excenters $D = 1.2 \cdot d_4 + 2 \cdot \varrho + 3 = 1.2 \cdot 18.7 + 2 \cdot 4 + 3 = 33.4$ ctm.

Bohrung des Excenters $d_4 = 18.7$ ctm.

Dampfleitung.

Einströmröhre (entsprechend dem Kanalquerschnitt) $d_1 = 9$ ctm.

Ausströmröhre " " " $d_2 = 10$ ctm.

Zuleitungsröhre für die zwei Maschinen und die Dampfbremse $d_3 = 15$ ctm.

Umsteuerung.

Die Umsteuerung geschieht durch eine Stephenson'sche Cou-
lissensteuerung mit offenen Excenterstangen und gleichen Voreil-
winkeln. Die Coulissee selbst ist ohne Uebersetzung und besitzt
4 Expansionsgrade für den Vorwärtsgang und vier für den Rück-
wärtsgang.

Die halbe Länge der Coulissee $c = 0.20$ mtr.

Die Länge der Excenterstange $l = 2.85$ mtr.

Nach Zeuner's Schiebersteuerungen berechnen sich die Mittel-
punktscoordinaten der Schieberkreise für die vier Expansionsgrade
wie folgt.

$$a = \frac{1}{2} \varrho \left(\sin \delta + \frac{c^2 - u^2}{c l} \cos \delta \right) \quad \begin{array}{l} \sin \delta = \sin 19^\circ = 0.325 \\ \cos \delta = \cos 19^\circ = 0.945 \end{array}$$

$$b = \frac{1}{2} \varrho \frac{u}{c} \cos \delta \quad \varrho = 0.040 \text{ mtr.}$$

u die Entfernung des Punktes der Coulissee, der eben den Schieber
führt vom todten Punkt der Coulissee.

Für den IV. Expansionsgrad ist

$$\text{IV. } u = c = 0.20$$

$$a = 0.0065 \text{ mtr. } b = 0.0189$$

Die Schieberbewegung geschieht so, als wäre die Coulissee
nicht vorhanden und als wirkte nur das Vorwärtsexcenter.

In dieser Stellung der Coulissee ist die Maschine gezeichnet.

$$\text{III. } u = \frac{3}{4} c = 0.15 \text{ mtr.}$$

$$a = 0.00708 \text{ mtr. } b = 0.01417 \text{ mtr.}$$

$$\text{H. } u = \frac{1}{2} c = 0.10 \text{ mtr.}$$

$$a = 0.00749 \quad b = 0.00945$$

$$\text{I. } u = \frac{1}{4} c = 0.05 \text{ mtr.}$$

$$a = 0.00777 \quad b = 0.00472$$

Für den todten Punkt der Coulisse ist

$$u = 0$$

$$a = 0.00782 \quad b = 0.$$

Die Expansionsgrade sind natürlich nicht an der Coulisse angezeigt, sondern an dem Steuerbogen, indem dort an den betreffenden Punkten Einschnitte in den stählernen Einsatz gemacht sind, um den Steuerhebel fest einstellen zu können.

Schwungrad.

Halbmesser $R = 1.20 \text{ mtr.}$

Umfangsgeschwindigkeit

$$v = \frac{2 R \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot 1.20 \cdot 3.14 \cdot 34.6}{60} = 4.34 \text{ mtr.}$$

Gewicht des Schwungringes

$$P = \frac{464.5 \cdot i \cdot N}{v^2 n} = \frac{464.5 \cdot 30 \cdot 65}{4.34^2 \cdot 34.6} = 1390 \text{ klgr.}$$

$$2 R \pi \cdot a \cdot b \cdot \gamma = 2 \cdot 1.20 \cdot \frac{2}{3} b \cdot 6 \cdot 7.2 = 1390$$

$$\left. \begin{aligned} b &= \sqrt{\frac{1390}{2 \cdot 1.20 \cdot 7.2 \cdot \frac{2}{3}}} = 19.6 \text{ ctm.} \\ a &= \frac{2}{3} b = 13 \text{ ctm.} \end{aligned} \right\} \text{ Dimensionen des Schwungrings.}$$

Dampfbremse.

Beim Abstellen der Maschine bleiben noch folgende Kräfte übrig, wenn man den Fall annimmt, dass der volle Korb fast oben, der leere beinahe unten angelangt ist, wo es vorzüglich darauf ankommt, die Wirkung dieser Kräfte in einer möglichst kurzen Zeit durch die Bremse aufzuheben.

$$1. \text{ Lebendige Kraft des Schwungrades} = \frac{M}{2} \cdot v^2$$

dabei

$$v = 4.34 \text{ } M = \frac{G}{g} = \frac{1390}{9.30} = 150$$

2. Lebendige Kraft der zwei Seilspulen auf das Schwungrad reducirt

$$= 2 \frac{M}{2} \cdot \frac{R_1}{R} \cdot v^2 = 2 \cdot \frac{20.3}{2} \cdot 2.5^2$$

Gewicht eines Kranzes $G = 200$ klgr.

$$\frac{R_1}{R} v^2 = \frac{70}{120} \cdot 4.34^2 = 2.5^2$$

3. Lebendige Kraft des aufgewickelten Seiles, an welchem der volle Korb hängt

$$= \frac{M}{2} \cdot v^2 = \frac{51}{2} \cdot 2.99^2$$

Gewicht des Seiles $= S = 500$

$$\frac{R_1}{R} v^2 = \frac{83}{120} \cdot 4.34^2$$

4. Lebendige Kraft des Seiles und des leeren Korbes

$$\frac{M}{2} \cdot v^2 = \frac{153}{2} \cdot 3^2$$

5. Gewicht von Seil und Korb

$$P = 500 + 900$$

Es ist dann die zum Bremsen nöthige Reibungskraft

$$R = \Sigma \frac{\left(\frac{M}{2} v^2 \right)}{s} + P$$

Nimmt man nun den Weg des Schwungrings in der Bremszeit $s = 0.50$ mtr.

$$R = \frac{\frac{150}{2} \cdot 4.34^2 + \frac{20.3}{2} \cdot 2.5^2 + \frac{20.3}{2} \cdot 2.5^2 + \frac{51}{2} \cdot 2.99^2 + \frac{153}{2} \cdot 3^2}{0.50} + 1400$$

$$R = 9126$$

$$R = \left(\frac{e^{\varphi \beta} - 1}{e^{\varphi \beta} + 1} \right) \frac{a}{b} k = \frac{3.25}{5.25} \cdot \frac{a}{b} k = 0.619 \frac{a}{b} K$$

wobei $e = 2.718$

$\beta = 2\pi = 6.28$ der vom Bremsband berührte Theil der Peripherie

$\varphi = 0.4$ für Holz auf Guss

$K =$ Dampfdruck auf den Kolben

$\frac{e}{b} = \text{Hebelübersetzung}$

$$9126 = 0.619 \cdot 5 \cdot k$$

$$k = 2940 \text{ klgr. Kolbendruck}$$

Bei einer Admissionsspannung von 3 Atm. ist der Druck auf 1 □ctm. = 3.099 klgr.

$$O = \frac{2940}{3.099} = 949 \text{ □ctm. Cylinderquerschnitt.}$$

Mit einem Zuschlag für Kolbenstange und die Reibungsverluste an den verschiedenen Hebeln der Bremse erhält man

$$D = 35 \text{ ctm. Cylinderdurchmesser.}$$

Der Bedingung für Fördermaschinen, dass sämtliche Vorrichtungen zum Ingangsetzen und Abstellen der Maschine dem Maschinisten zur Hand sind, ist dadurch Rechnung getragen, dass der Umsteuerhebel für die Coulissee und der Steuerhebel des Bremscylinders dicht neben einander gelagert sind. Vor beiden Hebeln steht eine kleine Säule, die das Handrad zur Bewegung des Anlassventils für beide Maschinen und die Dampfbremse trägt.

J. Kohn.

Corlissmaschine ohne Condensation

(30 Pferdekkräfte).

(Blatt 48 und 49.)

Das Eigenthümliche des Corlissystems besteht in der Steuerung, durch welche die Absperrung des Dampfes bei Eintritt der Expansion nicht schleichend, sondern ganz plötzlich geschieht. Gewöhnlich bedient man sich cylindrischer Hahnen zur Steuerung, doch ist dies keine wesentliche Bedingung der Corlissmaschinen, sondern es hat dies nur den Vorthail, dass man dadurch die schädlichen Räume auf ein Minimum reduciren kann. Auch ist die Construction des Bewegungsmechanismus bei Hahnen leichter, als bei Schiebern. Bei der vorliegenden Construction ist die neuere Anordnung der Corlisssteuerung gewählt. Solche Maschinen arbeiten immer mit starker Expansion und die theoretischen Grenzen der Füllung sind 0 und $\frac{1}{2}$.

Die Aenderung der Expansion wird selbstthätig durch den Regulator bewirkt.

Berechnung der Hauptdimensionen (nach Grashof).

Die Anzahl der Pferdestärken der Maschinen bei normalem Gang ist

$$N = 30$$

Die absolute Dampfspannung im Kessel $p = 6$ Atm.

$$\text{im Cylinder } p_1 = \frac{5}{6} p = 5 \text{ Atm.}$$

Der normale Füllungsgrad $e_1 = 0.25$.

Die Maschine arbeitet ohne Condensation, also ist

der Dampfdruck vor dem Kolben ungefähr $p_2 = 1.1$ Atm.

Es ist nun diejenige mittlere Druckdifferenz, welche dem mittleren Dampfdruck auf beiden Seiten des Kolbens entspricht

$$p_i = f_1 p_1 - f_2 p_2$$

Dabei sind f_1 und f_2 Funktionen der Schieberverhältnisse. f_1 ist wesentlich abhängig vom Füllungsgrad.

Für $e_1 = 0.25$ ist $f_1 = 0.5876$.

f_2 ist durchschnittlich $= 1.008$, also

$$p_i = 0.5876 \cdot 5 - 1.008 \cdot 1.1 = 1.83 \text{ Atm.}$$

Für den indicirten Wirkungsgrad erhält man nach den aus Versuchen von Hrabák abgeleiteten empirischen Formeln

für $N < 52$ und bei Maschinen ohne Condensation mit Expansion

$$\eta_i = \frac{N + 20}{N + 30} = 0.833$$

Diese Formel ist zwar nur annähernd richtig, aber hinreichend, um den Cylinderdurchmesser d und den Hub s berechnen zu können.

Es ist ferner der resultirende Nutzdruck

$$p_n = \eta_i p_i = (1.524) \text{ Atm. *)}$$

Als vortheilhafteste Kolbengeschwindigkeit kann man wählen

für $N = 30$; $30 \text{ } c = 42$, demnach

$c = (1.4) \text{ mtr. pro Sek.}$

*) Die eingeklammerten Werthe sind nur vorläufige Werthe und werden später eine Correctur erleiden.

Die wirksame Kolbenfläche F ergibt sich nun aus der Gleichung

$$N = 137.77 F c p_n$$

$$F = \frac{N}{137.77 c \cdot p_n} = \frac{30}{137.77 \cdot 1.4 \cdot 1.524}$$

$$F = (0.1021) \square \text{mtr.}$$

Dieser wirksamen Kolbenfläche ist der Querschnitt der Kolbenstangen zuzugeben, welcher etwa $0.02 F$ betragen wird. Es ist also der lichte Querschnitt des Cylinders

$$\frac{\pi d^2}{4} = F + 0.02 F = (0.1041) \square \text{ctm.}$$

Daraus ergibt sich der Durchmesser des Cylinders

$$d = (0.364) \text{ mtr.}$$

Dies ist nur annähernd richtig, weil p_n nur annähernd bekannt war. Man kann aber d endgiltig feststellen und dem entsprechend c ändern.

Es sei also für den Cylinderdurchmesser als endgiltig angenommen

$$d = 0.40 \text{ mtr.}$$

Diesem Durchmesser entspricht als wirksame Kolbenfläche

$$F = (1 - 0.02) \frac{\pi d^2}{4} = 0.98 \cdot 0.12566$$

$$F = 0.1231 \square \text{mtr.}$$

Die Hublänge ist nach einer empirischen Formel von Redtenbacher

$$s = (2.8 - d) d = (2.8 - 0.4) \cdot 0.4$$

$$s = (0.96) \text{ mtr.}$$

Demnach wäre die Umdrehungszahl der Maschine pro Minute

$$u = \frac{30 c}{s} = (43.7)$$

Man kann nun aber auch u endgiltig annehmen, da c noch geändert wird und die Formel für s nicht absolut eingehalten zu werden braucht. Es sei mit Rücksicht auf die verlangte Tourenzahl der Haupttransmissionswelle

$$u = 48$$

festgestellt. Dem entspricht

$$s = (0.877) \text{ mtr.}$$

Um nun die Werthe von s und c zu corrigiren, ist der Nutzdruck p_n endgiltig zu berechnen, und hierzu hat man vorher den Druck p_m zu berechnen, welcher erforderlich ist, um die Widerstände zu überwinden, welche bei der Bewegung der Maschine selbst auftreten.

Ist λ der Coefficient der zusätzlichen Reibung, für welchen nach Versuchen von Völkers $\lambda = 0.13$ gesetzt werden kann, so ist

$$p_n = \frac{p_i - p_m}{1 + \lambda}$$

Den Druck p_m kann man in 2 Summanden zerlegen, welche sind: der Druck, welcher zur Ueberwindung der Zapfenreibung der Schwungradwelle erforderlich ist $= p'$, und der Druck zur Ueberwindung der übrigen Reibungen inclusive den bei der Speisepumpe auftretenden Widerständen $= p''$

$$p_m = p' + p''$$

Zur Berechnung von p' ist also die Berechnung des Schwungrads und der Schwungradwelle erforderlich. Bezeichnet L_i die indicirte Arbeit pro Kolbenhub, δ den Ungleichförmigkeitsgrad und v_m die mittlere Geschwindigkeit des Kurbelzapfens, so ist die auf den Kurbelradius bezogene Masse des Schwungrades zu berechnen nach der Gleichung

$$M = (f' - f'') \frac{L_i}{\delta v_m^2}$$

Dabei ist $(f' - f'')$ die Differenz des Maximums und des Minimums einer von dem Füllungsgrad und dem Dampfdruck abhängigen Function des Drehungswinkels φ der Kurbel. Nach Grashof ist im vorliegenden Fall für $e_1 = 0.25$ und $\frac{p_2}{p_1} = \frac{1.1}{5} = 0.22$

$$f' - f'' = 0.430$$

Die indicirte Arbeit ist

$$\begin{aligned} L_i &= F s a p_i = 0.1231 \cdot 0.877 \cdot 10333 \cdot 1.83 = L_i \\ &= 2040.32 \text{ klgrmtr.} \end{aligned}$$

$a = 10333$ klgr. ist der Druck von 1 Atm. auf 1 $\square$ mtr.

Die mittlere Kurbelgeschwindigkeit ist

$$v_m = \frac{\pi}{2} \cdot c = 2.199 \text{ mtr. pro Sek.}$$

Was den Ungleichförmigkeitsgrad δ betrifft, so soll verlangt sein, dass der Unterschied zwischen der Maximal- und Minimalgeschwindigkeit des Kurbelzapfens nur $\frac{1}{50}$ der mittleren Geschwindigkeit betrage. Also

$$\delta = \frac{1}{50}$$

Dann ist die Masse des Schwungrades

$$M = 0.43 \frac{2040.32}{0.02 \cdot 4.835} = (9072.57).$$

Wenn man an örtliche Verhältnisse nicht gebunden ist, so erhält man für den Radius des Schwungrings ein passendes Verhältniss, wenn man für $\delta = \frac{1}{50}$ $V^2 u = 3800$ macht, wobei V die Peripheriegeschwindigkeit des Rades ist.

Dem entspricht ziemlich genau als Radius des Schwungrings

$$R = 1.8 \text{ mtr.}$$

Dieser Werth ist auch passend mit Rücksicht auf den Antrieb der Transmission.

Hiernach ist das Gewicht des Schwungringes

$$G_1 = 0.9 \frac{r^2}{R^2} M g = 0.9 \left(\frac{0.438}{1.8} \right)^2 \cdot 9072 \cdot 9.81 = G_1 = (5166) \text{ klgr.}$$

Das Gewicht des ganzen Schwungrades ist ungefähr

$$G = 1.4 G_1 = 1.4 \cdot 5166 = (7243) \text{ klgr.}$$

Der Durchmesser d_1 der Schwungradwelle ist stärker zu machen, als er sich aus der Berechnung der Festigkeit ergeben würde. Nach Redtenbacher kann man denselben aus folgender empirischen Formel berechnen

$$d_1 = 0.38 d = 0.38 \cdot 0.36 = 0.15 \text{ mtr.}$$

Jetzt kann p' berechnet werden

$$p' = 0.00002 \frac{g d_1}{d^2 s} = 0.00002 \frac{7232 \cdot 0.15}{0.36^2 \cdot 0.877} = 0.154 \text{ Atm.}$$

p'' ist nach einer empirischen Formel abhängig vom Cylinderdurchmesser

$$p'' = \frac{0.0227}{d} = 0.056 \text{ Atm.}$$

Somit ist

$$p_m = p' + p'' = 0.210 \text{ Atm.}$$

und demnach

$$p_n = \frac{p_i - p_m}{1 + \lambda} = \frac{1.83 - 0.210}{1 + 0.13} = 1.433 \text{ Atm.}$$

Der vorläufige Werth von p_n war $(p_n) = (1.524)$; es ist also das Verhältniss

$$\frac{(p_n)}{p_n} = \frac{1.524}{1.433} = 1.063$$

Nun sind die Werthe von c , s und G_1 zu corrigiren.

c wird in dem Verhältniss grösser wie p_n kleiner geworden ist

$$c = 1.063 \cdot (c) = 1.063 \cdot 1.4 = 1.488 \text{ mtr. pro Sek.}$$

In demselben Verhältniss wie c werden auch s und G_1 grösser

$$s = 1.063 (s) = 1.063 \cdot 0.877 = 0.932 \text{ mtr.}$$

$$G_1 = 1.063 \cdot (G) = 1.063 \cdot 5166 = 5491 \text{ klgr.}$$

$$G = 1.4 G_1 = 7687 \text{ klgr.}$$

Dieses verhältnissmässig grosse Gewicht des Schwungrades rührt von dem kleinen Füllungsgrad und dem sehr klein angenommenen Ungleichförmigkeitsgrad her. Die Maschine ist also zum Betrieb einer Fabrik geeignet, welche einen sehr regelmässigen Gang der Maschine erfordert.

Aus dem Gewicht G_1 ergibt sich der Querschnitt F_1 des Schwungrings

$$G_1 = 2 \pi R F_1 7200 \text{ (für Gusseisen)}$$

$$F_1 = \frac{G_1}{4300 R}$$

Der Querschnitt hat rechteckige Form und es sei

a die radiale Dimension,

b die Breite des Schwungrings.

Unter der Voraussetzung $a = 2 b$ ist

$$F_1 = 2 b^2$$

$$b = \sqrt{\frac{F_1}{2}} = \frac{1}{300} \sqrt{\frac{G_1}{R}} = \frac{1}{300} \sqrt{\frac{5491}{1.8}} = 0.18 \text{ mtr.}$$

$$a = 2 b = 2 \cdot 0.18 = 0.36 \text{ mtr.}$$

Die Dimensionen der Details sind aus der Zeichnung ersichtlich und es bedarf die Berechnung derselben hier keiner besonderen Erklärung.

Steuerung.

Für den Querschnitt der Einströmungskanäle ist genommen

$$\Omega = \frac{1}{25} \frac{\pi d^2}{4} = \frac{1}{25} \cdot 0.12566 = 0.00502 \text{ mtr.}$$

Das Verhältniss der Länge zur Breite der Kanäle ist ziemlich gross zu machen, damit die Breite klein wird und die Hahnen nur einen kleinen Weg zu machen haben.

$$\text{Es ist } \frac{b}{a} = 8$$

die Länge $b = 0.200 \text{ mtr.}$

die Breite $a = 0.025 \text{ mtr.}$

Bei den Ausströmungskanälen ist

$$b = 0.200 \text{ mtr.}$$

$$a = 0.030 \text{ mtr.}$$

Bei der theoretischen Verzeichnung der Steuerung (Blatt 48 Fig. 2) zeichnet man zuerst einen Längenschnitt des Cylinders und bestimmt mit Rücksicht auf die Kolbenhöhe die passende Stelle der Dampfeintritt- und Austrittskanäle. Als inneren Durchmesser der Hahngehäuse ist es passend, ungefähr $\frac{1}{3}$ des Cylinderdurchmessers zu wählen. Dann kann man mit Berücksichtigung der Wandstärke des Cylinders und der Hahngehäuse die Lage der Hahncentra bestimmen. Diese Centra liegen symmetrisch zu den beiden Mittellinien des Cylinders. Zu berücksichtigen ist auch, dass die Auslasshahnen nicht die Oeffnung in der Cylinderwand abdichten, sondern es ist zu jedem Auslasshahn eine zweite Oeffnung so anzuordnen, dass der Hahn bei Abschluss derselben durch den Dampfdruck angepresst wird. Dieser Umstand fordert bei den Auslasshahnen einen schädlichen Raum, nämlich die Ausparung des Hahns, durch welche der Dampf aus der einen Oeffnung (in der Cylinderwand) in die andere geleitet wird.

Weiter sind nun zunächst die Orte der Mittelpunkte c und d zu bestimmen, wobei darauf zu achten ist, dass die zugehörigen Achsen an dem Maschinenkörper leicht angebracht werden können. d muss in der Mittellinie der Maschine liegen. Der Abstand des Zapfens c , an welchem die Excenterstange angreift, von c ist so zu wählen, dass die Mittellinie des Cylinders die Pfeilhöhe des Schwingungsbogens von c' halbiert und dass die Sehne nicht zu gross wird, denn es ist die halbe Sehne gleich der Excentricität

des auf der Schwungradwelle aufsitzenden Excenters. Die Länge des Hebels $d d_1$ ist gleichzeitig mit den Hebellängen der Einströmungshahnen so zu wählen, dass die Mittelstellungen der 3 Endzapfen der Hebel ziemlich in gleicher Höhe liegen.

$d d_2$ ist zwar eigentlich empirisch zu bestimmen, doch macht man passend $d d_1 = d d_2$.

Alles Weitere ist jetzt durch Probiren zu ermitteln und es wird sich erst im Verlauf der weiteren Untersuchungen zeigen, ob die gemachten Annahmen passend sind.

Man geht aus von der Stellung (1), wenn der Kolben in seiner Anfangslage ist. Von der linearen Voreilung und dem Voreilungswinkel des Excenters muss man abstrahiren und dafür die Hahnhebel so anordnen, dass die Hahnen bei Beginn des Kolbenhubs sehr schnell öffnen.

Es haben nun in der Stellung (1) alle 4 Hahnen grade geschlossen. Die Hahnen a und b fangen an zu öffnen, während a' und b' geschlossen halten.

Die Lagen der Punkte c_1, c_1' und c_2, c_2' , sowie die Stellungen der Hahnhebel sind nur durch Versuchen und Annähern zu bestimmen.

Es ist hier $c c_1 = c c_1'$ und $c c_2 = c c_2'$ gemacht, ferner sind alle Hahnhebel gleich. Alles Andere ist durch Probiren passend so angeordnet, dass die Kanten der Hahnen in den 4 Kurbelstellungen den nöthigen Ausschlag geben, und womöglich jede den gleichen Weg zu machen hat.

Die plötzliche Absperrung des Dampfes bei Beginn der Expansion geschieht durch eine in dem Hebel $d_1 d d_2$ liegende Feder, welche den entsprechenden Hahn zuschlägt, wenn der an d_1 angebrachte Mitnehmer ausgelöst wird.

Dieser Mitnehmer ist um den Zapfen d_1 drehbar und greift mit seinem Kopfe vor ein eingelegtes Stahlplättchen, vermittelt welchen er die Zugstange des Hahns mitnimmt und den Hahn öffnet. Ueber diesen Mitnehmern, deren 2 nebeneinander sich befinden, ist ein Steg angebracht, der durch den Regulator auf und ab bewegt wird. Dieser Steg und die Form des Ausläufers des Mitnehmers sind so zu bestimmen, dass bei normalem Gang der Maschine, wenn der Kolben $1/4$ seines Weges zurückgelegt hat, der Steg so auf den Mitnehmer wirkt, dass dieser grade ausgelöst und der Hahn durch die Feder zugeedrückt wird. Ferner muss die Form der Mitnehmer so sein, dass beim Maximalausschlag

des Regulators schon beim Minimalwege des Kolbens und beim Minimalausschlag des Regulators erst beim Maximalwege des Kolbens (theoretisch $= \frac{1}{2} s$) die Absperrung des Dampfes erfolgt.

Um den durch das schnelle Zuschlagen des Hahnhebels verursachten Stoss zu vermindern, sind auf der Zugstange der Hahnhebel Luftpuffer eingeschaltet, welche durch aufgesetzte kleine Hahnen regulirt werden können und gleichzeitig den Zweck haben, ein zu weites Zurückschlagen der Einlasshahnen zu verhindern.

Die Auslassbahnen schwingen stetig hin und her und fungiren ganz ähnlich wie durch ein Excenter bewegte gewöhnliche Schieber.

Beschreibung der Zeichnung.

Blatt 48 Fig. 1 stellt die hintere Ansicht der Maschine dar. Die Maschine ist in ihrer mittleren Stellung, d. h. der Kolben hat den halben Hub zurückgelegt. Dies entspricht ziemlich genau der in der theoretischen Verzeichnung mit (2) bezeichneten Stellung.

Der Hahn *a* mit seinen Hebeln und Zugstangen ist eigentlich unrichtig verzeichnet, denn es müsste bei $\frac{1}{4}$ Kolbenhub der Mitnehmer an *d*₁ schon ausgelöst sein und der Hahn geschlossen haben. Die verzeichnete Stellung des Hahns *a* wäre nur dann möglich, wenn der Steg über dem Mitnehmer nicht vorhanden wäre.

An der unrunder Scheibe (zur Achse *c*) ist ausser dem Excenterzapfen und den 4 Steuerzapfen noch eine Hülse angebracht, in welche ein Hebel eingesteckt wird, mittelst dessen man die Maschine von Hand steuern kann, um den Cylinder vorzuwärmen, oder das Schwungrad leicht in eine verlangte Stellung bringen zu können.

Der Regulator hat die Aufgabe, bei ungleichem Gange der Maschine durch Heben oder Senken des Steges eine grössere oder geringere Füllung des Cylinders zuzulassen. Da dem Regulator durch alleiniges Bewegen des Steges nur ein sehr geringer Widerstand geboten wird und er dabei all zu empfindlich sein würde, so ist ein künstlicher Widerstand angebracht in Form einer Kataraktpumpe, welche mit Oel gefüllt ist und in der ein dicht anschliessender Kolben spielt. Die Räume über und unter dem Kolben sind durch ein Rohr verbunden, in welchem ein Hahn angebracht ist, welcher dazu dient, den Uebergang der Flüssigkeit aus dem einen in den andern Raum zu erschweren oder zu erleichtern und dadurch den Widerstand zu reguliren.

Fig. 2 ist die theoretische Verzeichnung der Hebel- und Hahnstellungen. Die gleichzeitigen Stellungen sind durch gleiche Zahlen angedeutet. Ce ist die Excentricität, Ck die Kurbel. Die Excentricität ist senkrecht zur Kurbel und zwar um 270° derselben voraus. a und a' sind die Einlasshahnen; b und b' die Auslasshahnen.

F. Retenbacher.

Corlissmaschine mit Condensation

(40 Pferdekraft).

(Blatt 50 und 51.)

Absolute Dampfspannung im Kessel $p = 5.5$ Atm.

Anfangsspannung im Cylinder $p_1 = 4.6$ Atm.

Spannung im Condensator $p_2 = 0.2$ Atm.

Der indicirte mittlere Ueberdruck ist zu berechnen nach der Formel

$$p_i = f_1 p_1 - f_2 p_2$$

Hierin ist zu setzen

$$f_1 = [1 + \lambda_1 (1 - e_3)] e_1 + \lambda_3 - (1 - e_4) = 0.5378$$

$$f_2 = e_2 - \lambda_2 (1 - e_3) + \lambda_4 = 1.0313$$

Also

$$p_i = 0.5378 \cdot 4.6 - 1.0313 \cdot 0.2 = 2.28 \text{ Atm.}$$

Der nützliche Dampfdruck ist näherungsweise

$$\begin{aligned} p_n &= \eta_1 \cdot (f_1 p_1 - 0.35) = \frac{N + 20}{N + 32.5} \cdot (0.5378 \cdot 4.6 - 0.35) \\ &= 0.828 (0.5378 \cdot 4.6 - 0.35) = 1.77 \text{ Atm.} \end{aligned}$$

Mittlere Kolbengeschwindigkeit pro Sek. (vorläufig) $c = 1.3$ mtr.

Nützlicher Cylinderquerschnitt

$$F = \frac{N}{137.77 c \cdot p_n} = \frac{40}{137.77 \cdot 1.3 \cdot 1.77} = 0.12615 \text{ □mtr.}$$

Hierzu Querschnitt der Kolbenstange $= 0.02$ $F = 0.00252$ „

Totaler Cylinderquerschnitt $1.02 F \quad . \quad . \quad = 0.1287 \text{ □mtr.}$

Cylinderdurchmesser (endgiltig) $d = 0.40$ mtr.

Wirksame Kolbenfläche $F' = 0.98 \frac{\pi d^2}{4} = 0.12314 \text{ □mtr.}$

Umdrehungszahl pro Minute $u = 40$ (endgiltig)

Kolbenhub $s = \frac{30 c}{u} = \frac{30 \cdot 1.3}{40} = 0.975 \text{ mtr. (vorläufig).}$

Schwungrad.

Die auf den Kurbelzapfen reducirte Masse des Schwungrades ist

$$M = (f' - f'') \frac{L_i}{\delta v_m^2}$$

Hierin ist zu setzen

$$\text{entsprechend } e_1 = 0.20 \text{ und } \frac{p_2}{p_1} = 0.05 \text{ der Coefficient } (f' - f'') = 0.355$$

$$\text{die indicirte Arbeit } L_i = F s a p_i = 0.12314 \cdot 0.975 \cdot 10333 \cdot 2.28 = 5180 \text{ klgmtr.}$$

$$\text{der Ungleichförmigkeitsgrad } \delta = \frac{1}{30}$$

$$\text{die mittlere Geschwindigkeit des Kurbelzapfens } v_m = \frac{\pi}{2} c = 2.042$$

Hiermit ergibt sich

$$M = 0.355 \cdot \frac{5180}{\frac{1}{30} \cdot 2.042^2} = 13334$$

Mittlerer Radius des Schwungringes angenommen zu $R = 2.00$ mtr.

$$\text{Gewicht des Schwungringes } G_1 = 0.9 \left(\frac{r}{R} \right)^2 M g = 0.9 \left(\frac{1}{4.1} \right)^2 \cdot 13334 \cdot 9.81 = 6933 \text{ klgr.}$$

$$\text{Gesamtwicht des Schwungrades incl. Welle } G = 1.4 G_1 = 8700 \text{ klgr.}$$

$$\text{Zapfendurchmesser } d_1 = 0.38 \text{ } d = 0.15 \text{ mtr.}$$

Der erforderliche Dampfdruck zur Bewältigung der Reibung in den Schwungradlagern ist

$$p' = 0.00002 \frac{8700 \cdot 0.15}{0.16 \cdot 0.975} = 0.15 \text{ Atm.}$$

Dampfverbrauch.

$$D = 120 \cdot F s u \cdot [(e + e_1) \gamma_1 - e \gamma_2] + 450 d \sqrt{p_i} \text{ pro Stunde.}$$

Hierin ist zu setzen das specifische Gewicht des Wasserdampfs

$$\gamma_1 = 2.5 \text{ entsprechend der Spannung } p_1 = 4.6 \text{ Atm. und}$$

$$\gamma_2 = 0.264 \text{ entsprechend der Spannung } p_2 = 0.2 \text{ Atm.}$$

$$\text{Hiermit ergibt sich } D = 327 + 270 = 597 \text{ klgr.}$$

Dampfverbrauch pro einfachen Kolbenhub

$$m = \frac{D}{120 u}$$

Wählt man das Verhältniss der Gewichtsmenge kalten Wassers, welches eingespritzt wird, zu dem zu condensirenden Vorderdampfge wicht

$$n = \frac{m_0}{m} = 20$$

so ist bei einer Förderhöhe des Wassers $h = 3.5$ mtr. der Dampfdruck, welcher erforderlich ist, um die zum Betriebe der Luftpumpe erforderliche Arbeit zu verrichten

$$p''' = 0.00015 n (h + 15) \frac{m}{Fs}$$

$$p = 0.00015 \cdot 20 (3.5 + 15) 1.036 = 0.057 \text{ Atm.}$$

Der Dampfdruck zur Ueberwindung der übrigen Reibungswiderstände incl. der Arbeit zum Betriebe der Speisepumpe ist

$$p'' = \frac{0.0227}{d} = 0.057 \text{ Atm.}$$

$$p_m = p' + p'' + p''' = 0.15 + 0.057 + 0.057 = 0.264 \text{ Atm.}$$

$$\text{Nützlicher Dampfdruck } p_n = \frac{p_i - p_m}{1 + \lambda} = \frac{2.28 - 0.264}{1.07} = 1.88 \text{ Atm.}$$

wobei der Coefficient der zusätzlichen Reibung $\lambda = 0.07$ angenommen ist.

Nun ist das Verhältniss des Näherungswerthes von p_n zum wirklichen

$$= \frac{1.77}{1.88} = 0.94$$

und dem entsprechend:

$$\text{Mittlere Kolbengeschwindigkeit } c = 0.94 \cdot 1.3 = 1.222 \text{ mtr.}$$

$$\text{Kolbenhub } s = 0.94 \cdot 0.975 = 0.90 \text{ mtr.}$$

$$\text{Gewicht des Schwungringes } G_1 = 0.94 \cdot 6933 = 6517 \text{ klgr.}$$

$$\text{Dampfverbrauch pro Stunde } D = 0.94 \cdot 327 + 270 = 577 \text{ klgr.}$$

$$\begin{aligned} \text{Volumen der Luftpumpe } V_1 &= 4 V = 4 \cdot 2 \cdot \frac{n \cdot m}{900} = 4 \cdot \frac{2 \cdot 20 \cdot 577}{900 \cdot 120 \cdot 40} \\ &= 0.02136 \text{ cubmtr.} \end{aligned}$$

$$\text{Hub der Luftpumpe} = 30 \text{ ctm.}$$

$$\text{Kolbenquerschnitt} = 712 \text{ cm}^2$$

$$\text{Durchmesser des Kolbens} = 30 \text{ ctm.}$$

Regulator (Porter'scher).

$$\text{Tourenzahl } n = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{l \cos \alpha} \left(1 + \frac{a}{l} \frac{Q}{g} \right)}$$

Hierin ist die Länge der Arme $a = l = 0.25$ mtr.

Der mittlere Ausschlagwinkel $\alpha = 33^\circ$

Das Verhältniss des Gegengewichts zum Kugelgewicht $\frac{Q}{g} = 5$

Somit ist $n = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{9.81}{0.25 \cdot 0.8387}} = 160$ Umdrehungen pro Minute.

Gestattet man den Kugeln eine Abweichung aus der Mittel-lage von 5° , nimmt man also $\alpha_1 = 38^\circ$ und $\alpha_2 = 28^\circ$, so erhält man, wenn der Gleichförmigkeitsgrad $\varepsilon = \frac{1}{30}$ angenommen wird, die Maximalumdrehungszahl

$$n_1 = n \sqrt{\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_2}} (1 + \varepsilon) = 168$$

und die Minimalumdrehungszahl

$$n_2 = n \sqrt{\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_2}} (1 - \varepsilon) = 153$$

Kugelgewicht $G = \frac{a}{l} F \frac{1}{\varepsilon} - Q$

$$= 1 \cdot 1 \cdot \frac{1}{\frac{1}{30}} - 5 G = 5 \text{ klgr.}$$

Um diese Werthe nun realisiren zu können, ist dem Regulator ein künstlicher Widerstand beigegeben, bestehend aus einem kleinen Cylinder mit dicht abschliessendem Kolben. Oberer und unterer Theil des Cylinders sind durch einen kleinen Kanal mit einander verbunden, in welchem ein Hahn zum genauen Einstellen eingeschaltet ist.

Ueber die Details der Maschine sei hier kurz bemerkt, dass der Druck auf die Kolbenstange etwa beträgt 5180 klgr. dieselbe hat einen Durchmesser von 6 ctm. der Druck auf die Schubstange etwa 5400 klgr. dieselbe hat in der Mitte einen Durchmesser von 10 ctm. der Kurbelzapfen hat einen Durchmesser von 8 ctm. der Druck auf die Geradföhrung ist etwa 1060 klgr.

Die Steuerung dieser Maschine ist eine Hahnsteuerung mit zwei Ein- und zwei Auslasshahnen, welche in der Horizontal-projection die vier Eckpunkte eines Rechteckes bilden, von dessen Mitte aus sie bewegt werden.

In dem Mittelpunkte dieses Rechtecks ist ein horizontaler Zapfen angebracht, um welchen fünf Hebel schwingen. Einer dieser Hebel dient zum Antriebe für das Excenter und je einer der übrigen zur Bewegung der Hahnen. Auf den Achsen der Auslasshahnen sitzt ferner noch ein Hebel, auf denen der Einlasshahnen noch zwei Hebel. Diese Hebel dienen ausschliesslich zur Bewegung der Hahnen, indem für jeden Ein- und Auslasshahn je einer durch eine Triebstange mit den vorher genannten Hebeln verbunden ist. Die beiden noch übrigen Hebel auf den Achsen der Einlasshahnen dienen durch Verbindung von Stangen einer Feder zum Angriff, welcher die Funktion zugetheilt ist, bei Eintritt der Expansion den Einlasshahn plötzlich zu schliessen.

Das Eigenthümlichste dieser Steuerung ist jedoch der Mechanismus des Absperrens bei Eintritt der Expansion. Dieser Mechanismus ist lediglich die Triebstange für den Einlasshahn. Dieselbe besteht aus zwei Theilen, aus einem Rohr und einer sich in demselben schiebenden cylindrischen Stange, so dass die Triebstange sich verlängern und verkürzen lässt. Mit dieser cylindrischen Stange verbunden sind wieder zwei Federn, deren äusserste Enden stets das Bestreben haben, sich der Mitte der Stange zu nähern. Um Rohr und Stange nun zeitweise fest mit einander verbinden und dieselben so als Triebstange für den Einlasshahn benutzen zu können, ist das Rohr sowohl wie die Federn mit Vorsprüngen versehen, welche bei genügendem Vorschieben der cylindrischen Stange übereinander weggleiten und dann einschnappen, wie ein Sperrhaken beim Sperrrad. Durch die Spiralfeder in dem Federgehäuse hat der Einlasshahn immer das Bestreben, sich zu schliessen, und es ist nur nöthig, die Federn an der Triebstange wieder von den Vorsprüngen abzuheben, um Expansion eintreten zu lassen. Dies geschieht auf sehr einfache Weise durch einen Doppeldaumen, welcher hinter dem Gabelzapfen des Hahnhebels liegt. Durch die Bewegung der Triebstange längs ihrer Achse wird dieser Doppeldaumen gedreht, indem ein auf der kleinen Achse des Doppeldaumens sitzender kleiner Hebel festgehalten wird. Wegen der Seitenschwingungen der Triebstange ist dieser kleine Hebel erst mit einer Zugstange und diese erst mit einem festen Punkte verbunden. Die Lage dieses festen Punktes entspricht, wie leicht ersichtlich, einem ganz bestimmten Expansionsgrade; es wird also die Expansion variabel gemacht werden können, wenn man die Lage dieses Punktes variabel macht.

Es bildet desswegen dieser Punkt den Endpunkt eines Hebels, auf einer Achse befestigt, welche beim Steigen und Fallen der Regulatorkugeln hin und her schwingt. Es wird der betreffende Punkt also in einem Kreise bewegt, somit seine Lage und dadurch der Expansionsgrad selbständig durch den Regulator geändert. Hier ist es so angeordnet, dass die höchste Stellung des Regulators einem Füllungsgrad $= 0$ und der tiefste Stand des Regulators dem grössten Füllungsgrad $= 0.4$ entspricht.

Es ist leicht ersichtlich, dass das Maximum des Füllungsgrades bei Corliss-Steuerungen theoretisch $\frac{1}{2}$ ist (wenn man abieht von der endlichen Länge der Schub- und Excenterstange), weil das Auslösen der Federn an der Triebstange der Natur der Sache nach erfolgt sein muss, so lange der Einlasshahn in einer Richtung bewegt wird, die einem Oeffnen desselben entspricht. Bei entgegengesetzter Bewegung würde ja der Winkel, um den der Doppeldaumen in der Triebstange gedreht ist, wieder abnehmen und es könnte kein Auslösen erfolgen. Diese entgegengesetzte Bewegungsrichtung tritt aber ein in dem Augenblicke, in welchem das Excenter seinen todten Punkt passirt und dieses wieder, wenn der Kolben seinen halben Weg zurückgelegt hat. Das Maximum $= 0.5$ ist aber nur dann zu erreichen, wenn verzichtet wird auf Dampfeintritt vor Beginn des Kolbenhubes.

In der geometrischen Verzeichnung der Steuerung auf Blatt 50 bedeutet die Stellung:

1. die Anfangsstellung der Hebel, Hahnen etc. nach erfolgter Auslösung,
2. diejenige beim Beginn des Dampfeintrittes, in welcher auch die Maschine gezeichnet ist,
3. die Stellung, welche dem normalen Füllungsgrad $= 0.2$ entspricht,
4. Endstellung, bei der das Excenter auf dem todten Punkte steht.

Auf der linken Seite dieser geometrischen Verzeichnung sind nur die wirkenden Kanten der Hahnen bei den verschiedenen Stellungen angegeben, während auf der rechten Seite die Hahnen in ihrer Anfangsstellung gezeichnet sind. Die Hahnen sind so angeordnet, dass bei Beginn der Oeffnung des Einlasshahnes der Auslasshahn auf derselben Seite gerade schliesst, während der auf der anderen Seite auch gerade öffnet. Dies lässt sich dadurch

rechtfertigen, dass das Excenter in diesem Augenblicke die Hahnen am schnellsten bewegt und die Kurbel fast auf dem todten Punkte angekommen ist.

W. Fredenhagen.

Liegende Dampfmaschine

36 Pferdekraft mit Condensation und veränderlicher Expansion.

(Blatt 52 und 53.)

Dampfspannung im Kessel = 4 Atm. Ueberdruck. Die Expansionssteuerung ist nach dem Farcot'schen System (mit Schleppschieber) construirt und sowohl zum Verstellen von Hand wie selbstthätig durch den Regulator eingerichtet.

Der pseudoparabolische Regulator wirkt auf die mittlere Stossscheibe der Steuerung ein.

Der Condensationsapparat ist liegend hinter dem Cylinder auf dem Maschinenrahmen angebracht. Die Luftpumpe ist ebenfalls liegend doppelwirkend mit 4 Kautschukventilen und wird von der verlängerten Kolbenstange bewegt.

Normaler Wasserstand in der Kaltwassercisterne 2.75 mtr. unter dem Maschinenhausboden.

Die Berechnung ist hier wie die zu Blatt 40. Es sei daher nur das Besondere der Maschine hervorgehoben.

Berechnung des Regulators.

Für einen pseudoparabolischen Regulator hat man folgende Formeln anzuwenden:

Nimmt man $\alpha = 27^\circ$ und

die Länge der Arme $l = \frac{5}{4} d = \frac{5}{4} \cdot 0.45 = 56$ ctm.

den Ungleichförmigkeitsgrad $\varepsilon = \frac{1}{40}$

den Hülsenwiderstand $F = 2$ klgr.

Länge der untern Arme $a = 40$ ctm.

so ist die Excentricität der Aufhängepunkte

$$e = l \frac{\cos \alpha_2 - \cos \alpha_1}{\operatorname{ctg} \alpha_2 - \operatorname{ctg} \alpha_1}$$

$$e = 56 \frac{\cos 19^\circ - \cos 33^\circ}{\operatorname{ctg} 19^\circ - \operatorname{ctg} 33^\circ}$$

$$e = 56 \frac{6.9455 - 0.8090}{2.9042 - 1.5399}$$

$$e = 56 \frac{0.1365}{1.4643} = 5.3 \text{ ctm.}$$

Hierbei ist $\alpha_2 = 19^\circ$ der Ausschlag in der niedersten Lage und $\alpha_1 = 33^\circ$ der Ausschlag in der höchsten Lage der Schwungkugeln.

Die Umdrehungszahl der Regulatorwelle ist

$$n = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{g \operatorname{tg} \alpha}{l \sin \alpha - e}};$$

$$n = \frac{60}{6.28} \sqrt{\frac{9.81 \cdot 0.5095}{56 \cdot 0.4540 - 5.3}} = 47.5 \text{ Umdrehungen.}$$

Kugelgewicht

$$G = \frac{1}{2} \frac{a}{l} \frac{F}{\varepsilon} \left(1 + \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \alpha} \right)$$

$$G = \frac{1}{2} \frac{40}{50} \frac{2}{\frac{1}{40}} \left(1 + \frac{0.2126}{0.4540} \right) = 41 \text{ klgr.}$$

Hierin ist zu setzen

$$\sin \beta = \frac{a \sin \alpha - (e + c)}{b}$$

$$\sin \beta = \frac{a \sin \alpha - 2e}{b}$$

$$\sin \beta = \frac{40 \cdot 0.4540 - 10.6}{36} = 0.2083$$

$$\beta = 12^\circ \text{ und } \operatorname{tg} \beta = 0.2126.$$

W. Rieger.

Liegende Woolf'sche Dampfmaschine

mit Expansion und Condensation. (60 Pferdekraft.)

(Blatt 54 und 55.)

Spannung des Dampfes im Kessel = $4\frac{1}{2}$ Atm.

Im kleinen Cylinder wird schon schwach expandirt und ist diese Expansion in angemessenen Grenzen zum Verstellen, sowohl durch Einwirkung des Regulators als auch von Hand eingerichtet.

Tiefe der Kaltwassercisterne = 4.20 mtr. unter dem Fussboden des Maschinenhauses. Der Condensator ist seitlich vom grossen Cylinder angebracht, Luftpumpe (stehend, einfach wirkend) von einer Gegenkurbel bewegt.

Antrieb der Vertikaltransmission (60 Touren) mittelst Winkelräder.

In folgender Rechnung beziehen sich alle Buchstabengrössen mit dem Zeichen (') auf den kleinen Cylinder, die ohne Zeichen auf den grossen Cylinder.

Beide Kolben bewegen sich im gleichen Sinne und sind deren Hübe gleich gross. Reducirt man den Druck auf den kleinen Kolben auf die Kolbenfläche des grossen Cylinders, so berechnet sich die nützliche Kolbenfläche aus

$$N = 4.592 F' s u p_n \dots (1)$$

Das Verhältniss z der beiden Kolbenflächen zu einander sei

$$z = \frac{F'}{F} = \frac{1}{4.5}$$

Als Mittelwerth des reducirten Füllungsgrades sei

$$e_1 z = 0.1$$

angenommen (also 10fache Expansion).

Der mittlere Füllungsgrad e'_1 für den kleinen Cylinder ist dann

$$e'_1 = \frac{0.1}{z} = 0.1 \cdot 4.5 = 0.45$$

In der obigen Gleichung (1) ist

$$p_n = \frac{z p'_i + p_i - p_m}{1 + z}$$

Es ist nun p_n zu berechnen; dabei ist wieder

$$z p'_i + p_i = z (p'_h - p'_o) + p_h - p_o$$

Um p_h' , p_v' , p_h und p_v berechnen zu können, sind erst die Werthe der 4 Coefficienten f_1 , f_2 , f_3 und f_4 aufzustellen.

Für die Expansionsperiode

$$e' = e = 0.007; \mu = 1.125 \quad | \quad (e'_1)^\mu 0.45^{1.125} = 0.407$$

Für die Compressionsperiode

$$e' = e = 0.005; \mu = 1.15 \quad | \quad z^\mu 0.222^{1.125} = 0.1821$$

Ferner ist

$e'_2 = e_2 = 0.959$	$\varepsilon_1 = \frac{e' + e'_1}{e' + 1} = 0.48$	$\varepsilon_1^\mu = 0.5839$
$e'_3 = e_3 = 0.977$	$\varepsilon_2 = \frac{1 + e - e_2}{e} = 1.82$	$\varepsilon_1^{\mu-1} = 0.9124$
$e'_1 = 0.45$ u. $e_1 = 0.91$	$\varepsilon_3 = \frac{z(l + e') + e}{z(1 + e' - e_1) + e + e_1} = 0.303$	$\varepsilon_2^\mu = 1.862$
$\beta_1 = 0.95$	$\varepsilon_4 = \frac{1 + e' - e_1}{e'} = 2.8$	$\varepsilon_2^{\mu-1} = 1.0844$
$\beta_2 = 1.05$	$\frac{z}{1-z} = \frac{1}{3.5} = 0.286$	$\varepsilon_3^\mu = 0.2611$
		$\varepsilon_3^{\mu-1} = 0.8614$
		$\varepsilon_4^{\mu-1} = 1.1697$
		$(\varepsilon_1 \varepsilon_3)^\mu = 0.1143$

somit

$$f_1 = e'_1 + \beta_1 (e' + e'_1) \frac{1 - \varepsilon_1^{\mu-1}}{\mu - 1} = 0.796$$

$$f_2 = e_2 + \beta_2 (1 + e - e_2) \frac{\varepsilon_2^{\mu-1}}{\mu - 1} = 1.643$$

$$f_3 = \beta_1 \varepsilon_1^\mu \left[\frac{z}{1-z} (1 + e') \frac{1 - \varepsilon_3^{\mu-1}}{\mu - 1} + (1 + e' - e_1) \varepsilon_3^\mu \frac{\varepsilon_4^{\mu-1} - 1}{\mu - 1} \right] = 0.3521$$

$$f_4 = \frac{\beta_2 e \varepsilon_2^\mu}{1-z} \frac{1 - \varepsilon_3^{\mu-1}}{\mu - 1} = 0.116$$

Zusammenstellung der verschiedenen Dampfspannungen.

Dampfspannung im Kessel = $4\frac{1}{2}$ Atm.

Durch die Rohrleitung werden Wärmeverluste herbeigeführt; es sei angenommen, der Dampf habe unmittelbar bei Eintritt in den Cylinder eine Spannung $p_1 = 4$ Atm.

Die mittlere Hinterdampfspannung im kleinen Cylinder ist
 $p_h' = p_1 f_1 = 0.796 \cdot 4 = 3.18 \text{ Atm.}$

Die Spannung des nach dem Condensator abströmenden Dampfes sei angenommen $p_2 = 0.2 \text{ Atm.}$

Die mittlere Vorderdampfspannung im kleinen Cylinder ist
 $p_v' = \beta_1 p_1 \varepsilon_1^\mu = 0.95 \cdot 4 \cdot 0.5839 = 2.22 \text{ Atm.}$

Die mittlere Vorderdampfspannung im grossen Cylinder ist
 $p_v = f_2 p_2 = 0.2 \cdot 1.643 = 0.328 \text{ Atm.}$

Die mittlere Hinterdampfspannung im grossen Cylinder ist

$$p_h = \frac{F' s' (e' + 1) \cdot \beta_1 \varepsilon_1^\mu p_1 + F \cdot s e \beta_2 p_2 \varepsilon_2^\mu}{F' s' (e' + 1) + F s e}$$

$$= \frac{\frac{F'}{F} (e' + 1) s_1 p_1 \varepsilon_1^\mu + e \beta_2 p_2 \varepsilon_2^\mu}{\frac{F'}{F} (e' + 1) + e} = 0.85 \text{ ctm.}$$

Es ergibt sich jetzt

$$z p_i' + p_i = z (p_h' - p_v') + p_h - p_v = 0.22 (3.18 - 2.22) + 0.85 - 0.328 = 0.73 \text{ ctm.}$$

$$p_n = \eta_i (z p_i' + p_i) = 0.8 \cdot 0.73 = 0.584 \text{ ctm.}$$

Da sich durch genauere Berechnung der nützliche Druck p_n , reducirt auf die grosse Kolbenfläche, etwas kleiner findet, so sei der sich ergebende Werth hier eingeführt, nämlich $p_n = 0.54 \text{ Atm.}$

Der Wirkungsgrad $\eta_i = 0.8$ ist demnach etwas zu hoch gegriffen und es findet sich jetzt

$$\eta_i = \frac{0.54}{0.73} = 0.74$$

Nun sei ferner angenommen

$s = 1.20 \text{ mtr.}$, somit die Kurbellänge $R = 0.6 \text{ mtr.}$

$s \cdot u = 30 \cdot c = 45.6$, dem entspricht $u = 38$ Umdrehungen.

$c = 1.52 \text{ mtr. pro Sekunde.}$

Die nützliche Kolbenfläche F' ist nun

$$F' = \frac{N}{4.592 \cdot s \cdot u \cdot p_n} = \frac{60}{4.592 \cdot 45.6 \cdot 0.54} = \frac{60}{113.07} = 0.5307 \text{ []mtr.}$$

Der Durchmesser $d = 82.2 \text{ ctm.} = 0.82 \text{ mtr.}$

Die Kolbenfläche des kleinen Cylinders ist

$$F' = z \cdot F = F \cdot 0.22 = 0.1178 \text{ mtr.}$$

Der Durchmesser $d' = 38.7 \text{ ctm.} = 0.38 \text{ mtr.}$

Berechnung des Schwungrades.

Die Masse des Schwungringes $M = (f' - f'') \frac{L_i}{\delta \cdot v_m^2}$

wobei $\delta = \frac{1}{40} \quad v_m = \frac{\pi}{2} \cdot c = 2.35$

Für gewöhnliche Maschinen ist $f' - f'' = 0.378$

Für Woolf'sche Maschinen findet sich für diesen Fall nur 0.8175 des eben angegebenen Werthes, also

$$f' - f'' = 0.8175 \cdot 0.378 = 0.309$$

$$L_i = F' a p_1 \cdot 2 r e \left\{ 1 + \log. \text{nat.} \frac{1}{e \cdot z} - \frac{p_2}{e \cdot p_1} \frac{1}{z} \right\} = 0.1178 \cdot 10333 \cdot 4$$

$$\cdot 1.2 \cdot 0.45 \left\{ 1 + \log. \text{nat.} \frac{1}{e z} - \frac{p_2}{e p_1} \frac{1}{z} \right\} = 2629 \left\{ 1 + \log. \text{nat.} 10 - 10 \frac{1}{20} \right\}$$

$$= 2629 (1 + 2.3026 - 0.5) = 2629 \cdot 2.8026 = 7368$$

Und nun

$$M = (f' - f'') L_i \cdot \frac{1}{\delta v_m^2} = 0.309 \frac{7368}{\frac{1}{40} \cdot 5.52} = 0.309 \cdot 53391 = 16498$$

Den Radius des Schwungrades $R = 2.5 \text{ mtr.}$ angenommen, liefert

$$G_1 = 0.9 \frac{r^2}{R^2} M \cdot g = 0.9 \frac{0.6^2}{2.5^2} \cdot 16498 \cdot 9.81 = 0.9 \cdot \frac{1}{17.30} \cdot 16498 \cdot 9.81$$

$$= 8414 \text{ klgr.}$$

Das totale Gewicht des Schwungringes sammt dem Armsystem $G = 1.4 G_1 = 1.4 \cdot 8414 = 11780 \text{ klgr.}$

Die radiale Dimension a des Schwungringes sei $= 2$. der Dicke b desselben angenommen

$$b = \frac{1}{300} \sqrt{\frac{G_1}{R}} = \frac{1}{300} \sqrt{\frac{8414}{2.5}} = \frac{1}{300} \sqrt{3365} = \frac{1}{300} \cdot 58 = 0.19 \text{ mtr.}$$

Hierfür $a = 0.38 \text{ mtr.}$ Der Querschnitt 0.0722 mtr.

Für $b = 20 \text{ ctm.}$ wird $a = 36 \text{ ctm.}$

Durchmesser der Kurbelwelle $d_1 = 0.35 \cdot d = 25 \text{ ctm.}$

Man kann nun p_n genauer berechnen

$$p_n = \frac{z p_i' + p_i - p_m}{1 + \lambda}$$

Der Coefficient der zusätzlichen Reibung ist $\lambda = 0.14$

$$p_m = p' + p'' + p'''$$

$$p' = 0.00002 \frac{G d_1}{d^2 s} = 0.00002 \frac{11780 \cdot 0.25}{0.822^2 \cdot 1.2} = 0.00002 \cdot \frac{2945}{0.81} \\ = 0.073 \text{ ctm.}$$

$$p'' = \frac{0.0227}{d} + \frac{1}{2} \frac{0.0227}{d'} \cdot z = \frac{0.0227}{0.822} + \frac{1}{2} \frac{0.0227}{0.387} \cdot 0.222 = 0.0276 \\ + 0.0065 = 0.034 \text{ ctm.}$$

$$D = 120 F' s' u [(e' + e_1) \gamma_1 - (1 + e' - e_1) \gamma_2] + 450 d' \sqrt{p_i'}$$

$$p_1 = 4 \text{ hierfür } \gamma_1 = 2.2303$$

$$\beta_1 p_1 (\varepsilon_1 \varepsilon_3)^u = 0.434 \text{ hierfür } \gamma_2 = 0.27$$

$$D = 120 \cdot 0.1178 \cdot 45.6 [(0.07 + 0.45) 2.2303 - (1 + 0.05 - 0.91) \\ \cdot 0.27)] + 450 \cdot 0.0387 \cdot \sqrt{p_i'}$$

$$D = 120 \cdot 0.1178 \cdot 45.6 [1.16 - 0.04] + 450 \cdot 0.0387 \sqrt{0.96} = 722 \\ + 17 = 740 \text{ klgr.}$$

$$m = \frac{D}{120 \cdot u} = \frac{740}{120 \cdot 38} = 0.162$$

$$p''' = (0.045 + 0.003 h) \frac{m}{F \cdot s} = (0.045 + 0.003 \cdot 4.2) \frac{0.162}{0.5307 \cdot 1.2} \\ = 0.0143$$

$$p_m = p' + p'' + p''' = p'' = 0.073 + 0.034 + 0.0143 = 0.121 \text{ Atm.}$$

$$p_n = \frac{z p_i' + p_i - 0.121}{1 + \lambda} = \frac{0.73 - 0.121}{1 + 0.14} = 0.54 \text{ Atm.}$$

Für den kleinen Cylinder ist der Durchmesser der Kolbenstange

$$d_i' = 0.08 \sqrt[4]{P l^2} = 0.08 \sqrt[4]{4852 \cdot 14400} = 0.08 \cdot 91.4 = 7.3 \text{ oder} \\ \text{rund } 7.5 \text{ ctm.}$$

Die Kolbenstangen für den grossen Cylinder werden verhältnissmässig sehr lang, daher ebenfalls $d_1' = 7.5$ ctm.

Man erhält schliesslich corrigirte Werthe für die Kolbenflächen mit Berücksichtigung der Kolbenstange.

Für den grossen Cylinder wird

$$F = 0.5307 + 0.0044 = 0.5351 \text{ mtr.}$$

Hierfür der Durchmesser $d = 82.55$ ctm.

Für den kleinen Cylinder wird

$$F' = 0.1178 + \frac{1}{2} \cdot 0.0044 = 0.1178 + 0.0022 = 0.1200 \text{ ctm.}$$

Hierfür der Durchmesser $d' = 39.1$ ctm.

Schieberverhältnisse.

Für den grossen Cylinder.

$$\alpha = 20^\circ$$

$$\Omega = \frac{1}{25} \cdot 0.5411 = 216 \text{ ctm.}$$

$$\text{für } \frac{a}{b} = \frac{1}{5}; a = 6.5; b = 33.25$$

$$s = \frac{1}{2} a + 10 = 4.45 \text{ ctm.}$$

$$e = \frac{1}{4} a = 1.86 \text{ ctm.}$$

$$i = \frac{1}{10} a = 0.65 \text{ ctm.}$$

$$\lambda = 1.014 \text{ ctm.}$$

$$c = a + e + i = 8.9 \text{ ctm.}$$

$$a_1 = a + c - s = 11.15 \text{ ctm.}$$

$$\sin \alpha = \frac{e + \lambda}{\varrho} = 0.3421;$$

$$\varrho = \frac{e + \lambda}{\sin \alpha} = 8.4 \text{ ctm.}$$

Für den kleinen Cylinder.

$$\Omega = \frac{1}{25} \cdot 0.1213 = 48.5 \text{ ctm.}$$

$$\text{für } a = \frac{1}{6} b; a = 3 \text{ ctm.}; \\ b = 16.2 \text{ ctm.}$$

$$e = 0.8 \text{ ctm.}; i = 0.25 \text{ ctm.}; \\ \lambda = 0.5 \text{ ctm.}$$

$$c = a + e + i = 3 + 0.8 + 0.25 \\ = 4.05$$

$$s = \frac{1}{2} a + 10 = 2.5 \text{ ctm.}$$

$$a_1 = a + c - s = 4.55 \text{ ctm.}$$

$$\varrho = a + e = 3 + 0.8 = 3.8 \text{ ctm.}$$

$$\sin \alpha = \frac{e + \lambda}{\varrho} = \frac{0.8 + 0.5}{3.8} = 0.3421$$

$\alpha = 20^\circ$. Nach dem Diagramm findet man

$$\begin{cases} \alpha_1 = 66^\circ \\ \varrho_1 = 4.45 \text{ ctm.} \end{cases}$$

Kaltwasserpumpe.

Das Volumen derselben ist, da diese nur einfach wirkend ist,

$$V_o = 2 \cdot \frac{n \cdot m}{900}$$

Es war nun $m = 0.162$ und $n = 20$ vorausgesetzt, so ist

$$V_o = 2 \cdot \frac{20 \cdot 0.162}{900} = \frac{4 \cdot 0.162}{90} = 0.0072$$

Bei dieser Anordnung ist gar keine Kaltwasserpumpe mehr nöthig, da das Wasser durch die Luftpumpe angesaugt mit noch ziemlicher Geschwindigkeit in den Condensator gelangt, wie sich aus folgender Betrachtung zeigt.

Die Kaltwassercisterne liegt circa 3.6 mtr. unter dem Einspritzrohr; die hydraulischen Röhrenwiderstände entsprechen höchstens einer Wassersäule von 0.33 mtr.

Nun sei noch angenommen: der in dem Condensator herrschende Dampfdruck sei 0.2 Atm. gleich der Dampfspannung, mit welcher der Dampf in den Condensator strömt.

Dies entspricht einer Druckhöhe von $0.2 \cdot 10.33 = 2.066$ mtr.

Es bleibt nun noch ein Ueberdruck übrig, mit dem das Wasser eingespritzt wird, von $10.33 - (3.6 + 0.33 + 2.066) = 4.33$ mtr.

Luftpumpe.

Das Volumen der Luftpumpe ist circa 5 mal so gross als das der Kaltwasserpumpe zu machen, also $V_1 = 5 V_o = 0.0360$.

Der Hub der Luftpumpe ist $h_o = 40$ ctm. Wir erhalten somit den Durchmesser derselben

$$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{0.036}{0.4} = 0.09 \text{ mtr.} = 900 \text{ ctm.}$$

Hierfür ein Durchmesser $d_1 = 33.85$ ctm.

Regulator.

Der Regulator ist ein gewöhnlicher Watt'scher, der indirect auf die Expansion wirkt.

Das Hebelverhältniss $\frac{a}{l} = \frac{5}{8}$ angenommen; der Empfindlichkeitsgrad ε wie beim Schwungrad $\varepsilon = \frac{1}{40}$. Der Widerstand,

verursacht durch die Reibung der sich bewegenden Hülse, sei $F = 2$ klgr. Das Gewicht der Hülse wird durch ein Gegengewicht abbalancirt.

Es bestimmt sich somit das Gewicht einer Kugel (Gusseisen mit Blei ausgegossen)

$$G = \frac{a}{l} \cdot F \cdot \frac{1}{\varepsilon} = \frac{5}{8} \cdot 2 \cdot \frac{1}{\frac{1}{40}} = 50 \text{ klgr.}$$

Der Kugelhalbmesser $r = 11.25$ ctm.

Die Pendellänge

$$l = \left(\frac{60}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{9.81}{n^2 \cdot \cos \alpha} = \left(\frac{60}{25} \right)^2 \cdot \frac{9.81}{38^2 \cdot \cos 30^\circ} = 91.2 \frac{9.81}{1444 \cdot 0.866} \\ = 0.715 \text{ mtr.} = 71.5 \text{ ctm.}$$

$$\text{für } \frac{a}{l} = \frac{5}{8} \text{ wird } a = \frac{5}{8} \cdot 71.5 = 44.6 \text{ ctm.}$$

An der sich bewegenden Hülse o ist ein Hebel p mit Gleitstückchen so befestigt, dass er sich um die Welle r drehen kann. In dem Hebel p ruhen zwei Zahnräder m und m_1 .

Die Mittelpunkte der Räder m und m_1 drehen sich concentrisch um r und zwar so, dass beide immer in gutem Eingriff mit einander sind.

Je nachdem sich nun m und m_1 hebt, werden sie in Eingriff mit dem Rad n kommen und dessen Achse nach dem einen oder andern Sinne umdrehen. Am andern Ende der letzteren Achse sitzt eine Schraube ohne Ende, die in ein Schraubenrad eingreift, das auf der Schieberstange sitzt.

Die Lappen des Expansionsschiebers werden also, je nachdem der Regulator steigt oder fällt, auseinander oder zusammengeschaubt und dadurch die Expansion verändert.

Die Entfernung eines Schieberlappens von dem Schiebermittel für die grösste Expansion $z = 2.6$ ctm.

Die Umdrehungszahl der Schraube ist 76 pro Minute.

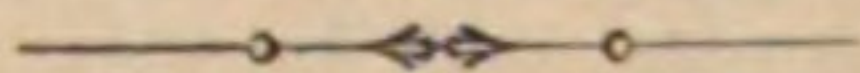
Da die Schraube eingängig ist und das Schraubenrad 24 Zähne hat, so wird letzteres $\frac{76}{24} = 3.166$ Umdrehungen pro Minute machen.

Die Steigerung des Gewindes an der Schieberstange ist 1 ctm.

Dieselbe wird also 2·6 Umdrehungen bedürfen, um den Schieber aus der Stellung für die höchste Expansion in die der niedrigsten Expansion entsprechende Stellung zu bringen und zwar in

$$t = \frac{2\cdot6}{3\cdot166} = 0\cdot8 \text{ Minuten.}$$

D. Heim.



Verlag von J. Veith in Karlsruhe.

I. Jahrbuch des polytechnischen Vereins zu Karlsruhe.

Constructionen aus dem Maschinenbau,

unter der Leitung des Herrn Prof. Hart

herausgegeben von der

Maschinenbau-Schule.

(I. Theil: Hebemaschinen erscheint im Herbst 1876
in neuer Auflage.)

II. Theil. Blatt 23 à 34 mit Text M. 7. —

Wasserräder.

23. Oberschlächtiges Wasserrad. — 24. Eisernes Kropfrad. —
25. Kübelrad. — 26. Poncelet-Rad.

Turbinen.

27 à 29. Niederdruckturbine. — 30 u. 31. Hochdruckturbine.

Tangentialräder.

32. Tangentialschieber. — 33. Disposition einer Tangentialrad-
anlage. — 34. Querschieber.

III. Theil. Blatt 35 à 55 mit Text M. 14. —

Dampfkessel.

35 u. 36. Cornwallkessel, innere und äussere Feuerung. —
37. Dampfkessel mit Vorwärmer.

Dampfmaschinen.

38. Wandmaschine. — 39. Pyramidalmaschine. — 40. Stehende
Condensationsmaschine. — 41 u. 42. Woolf'sche Balancierma-
schine. — 43 u. 44. Liegende Hochdruckmaschine mit Meyer'-
scher Steuerung. — 45. Walzenzugmaschine. — 46 u. 47. För-
dermaschine. — 48 u. 49. Corlissmaschine ohne Condensation. —
50 u. 51. Corlissmaschine mit Condensation. — 52 u. 53. Lie-
gende Condensationsmaschine mit Farcot'scher Steuerung. —
54 u. 55. Liegende Woolf'sche Maschine.

IV. Theil. Blatt 56 à 63 mit Text M. 4. 50.

Werkzeugmaschinen.

56. Schraubenschneidmaschine. — 57. Langlochbohrmaschine. —
58. Radialbohrmaschine. — 59 u. 60. Räderdrehbank für Loko-
motivtriebräder. — 61. Feilmaschine. — 62. Blechscheere. —
63. Blechwalzenstrasse.

Hart, Josef

Constructionen aus dem Maschinenbau nach den Vorträgen des Hrn. Prof. J.
Hart Herausgegeben von der Maschinenbau-Schule des Grossh. Polytechnikums
zu Karlsruhe. Dampfkessel. Dampfmaschinen
Bd.: [2,1]

Carlsruhe 1876

2 Math.a. 43 m-2

urn:nbn:de:bvb:12-bsb11325971-8